



ETUDE AERODYNAMIQUE ET THERMIQUE D'UN TURBOCOMPRESSEUR DE SURALIMENTATION AUTOMOBILE. MESURES LOCALES ET GLOBALES

A. Yammine

► To cite this version:

A. Yammine. ETUDE AERODYNAMIQUE ET THERMIQUE D'UN TURBOCOMPRESSEUR DE SURALIMENTATION AUTOMOBILE. MESURES LOCALES ET GLOBALES. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale de Nantes (ECN), 2010. Français. NNT : . tel-01212312

HAL Id: tel-01212312

<https://hal.science/tel-01212312>

Submitted on 6 Oct 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Ecole Centrale de Nantes

ÉCOLE DOCTORALE

SCIENCES POUR L'INGENIEUR, GEOSCIENCES, ARCHITECTURE

Année 2010

N° B.U. :

Thèse de DOCTORAT

Spécialité : DYNAMIQUE DES FLUIDES ET DES TRANSFERTS

Présentée et soutenue publiquement par :

ANTHONY YAMMINE

Le 16 décembre 2010
à l'Ecole Centrale de Nantes

**ETUDE AERODYNAMIQUE ET THERMIQUE D'UN TURBOCOMPRESSEUR DE SURALIMENTATION
AUTOMOBILE. MESURES LOCALES ET GLOBALES**

JURY

Président :	M. Guy CAIGNAERT	Professeur Emérite - Laboratoire de Mécanique de Lille - ENSAM LILLE,
Rapporteurs :	M. Bernard DESMET M. Georges DESCOMBES	Professeur - Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, Valenciennes Professeur - CNAM Paris
Examineurs :	M. Fabrice VIDAL M. Pascal CHESSE M. David CHALET	Ingénieur de Recherche - PSA Peugeot Citroën, Vélizy-Villacoublay Maître de Conférences HDR - Laboratoire de Mécanique des Fluides, Nantes Maître de Conférences - Laboratoire de Mécanique des Fluides, Nantes

Directeur de thèse : Pascal CHESSE

Laboratoire : Laboratoire de Mécanique des Fluides UMR CNRS 6598 – Ecole Centrale de Nantes

Co-encadrant : David CHALET

Laboratoire : Laboratoire de Mécanique des Fluides UMR CNRS 6598 – Ecole Centrale de Nantes

N° ED-498-167

à mes grand-parents et mes tantes

à mes parents et mes frères
à Elsa

REMERCIEMENTS

Et oui ! Tout travail à une fin, c'est ainsi pour ma thèse, il était temps de tourner la page.

Cependant, parfois les choses se compliquent mais il faut y croire.

Après avoir soutenu, c'est en ce moment que le doctorant prend souvent un moment de recul pour analyser les années passées sur le sujet et nous nous rendons bien compte que beaucoup de personnes y ont contribué d'une manière ou d'une autre.

Mes remerciements sont nombreux en raison du travail de thèse cifre réalisé dans le cadre d'un Predit DIAMS entre les différents partenaires: PSA, Renault, BorgWarner, LMF ECN, LMFA ECL et le CNAM Paris, ainsi que les différents contacts noués et conseils recueillis durant les travaux de thèse. D'ailleurs, les années passées au LMF et à PSA ont été un véritable enrichissement personnel sur tous les niveaux et je tiens à remercier de tout mon coeur les personnes qui y ont contribué.

Je tiens à remercier dans un premier temps L'ADEM et l'ANRT pour leur financement du Projet DIAMS et par conséquent des moyens expérimentaux de cette thèse.

Je tiens également à remercier les membres de mon jury de thèse pour le temps et l'intérêt qu'ils ont exprimé envers cette thèse, notamment Monsieur Guy CAIGNAERT le président du jury ainsi que Messieurs Bernard DESMET et Georges DESCOMBES qui ont accepté d'être rapporteurs et qui ont lu l'intégralité de ma thèse. La soutenance restera pour toujours un bon souvenir.

PSA

Je tiens dans un premier temps à remercier Monsieur Fabrice VIDAL en tant que tuteur PSA de la thèse pour son soutien, son suivi ainsi que ses conseils tout en me donnant rapidement les moyens de travailler dans d'excellentes conditions. Je le remercie également pour sa grande disponibilité, pour la valorisation qu'il a mise à disposition pour mon travail de thèse ainsi que pour les nombreuses discussions que nous avons pu avoir ensemble et qui ont été pour moi une importante source d'enrichissement. Je peux dire sincèrement qu'il a été pour moi un excellent tuteur de thèse.

Je tiens à remercier Messieurs Olivier PAJOT, Romain LAUVERGNE, et Philippe TROUILLET, successivement chefs de l'entité «Physique Combustion Emission Lubrification» de m'avoir accueilli au sein de leur structure.

Je tiens à remercier Messieurs Jean BOURIOT, Wojcieck TYMINSKI, Anthony GUEDJ et Jean François EMANVILLE de m'avoir partagé leurs connaissances techniques ainsi que pour leurs participations dans la préparation des différents moyens d'essai.

Je tiens à remercier l'ensemble de l'équipe ARCT et plus particulièrement Messieurs Fabien HARAMBAT, Mark GOHLK, Jean-Charles BOUEILS et Mahmoud KHALED pour leur soutien dans l'avancement de mes essais et pour m'avoir autorisé à travailler avec leurs différents moyens de mesure.

Je n'oublie pas de remercier Mesdames Marilyne PARIZE et Sandrine PORTET et Monsieur Laeck CHENAY pour leurs services et leur gentillesse.

Ecole Centrale de Nantes

Je tiens à remercier Messieurs Jean-François HETET et Pascal CHESSE, en tant que directeurs successifs de thèse et Monsieur David CHALET en tant que co-encadrant, pour leur confiance, l'autonomie qu'ils m'ont accordées, le temps qu'ils m'ont aimablement attribué, ainsi que leur soutien et encouragement continus pendant la thèse.

Je remercie également l'ensemble des équipes du LMF et plus particulièrement Madame Isabelle CALMET et Monsieur Laurent PERRET pour leur aides sur les sujets liés à l'aérodynamique des écoulements internes et d'avoir accepté de faire partie de mon comité de suivi de thèse. Je tiens à exprimer aussi toute ma gratitude pour Messieurs Xavier TAUZIA, Alain MAIBOOM, François DEL-REY, Jean-Michel ROSANT, Jean-François SINI ainsi qu'à Patrick MESTAYER pour leur conseils.

Je tiens à remercier, Messieurs Patrick CHEDMAIL Directeur de l'Ecole Centrale, Gérard DELHOMAU, et Alain CLEMENT, successivement Directeurs du LMF ainsi que Messieurs (Arnaud POITOU et Nicolas MOES) successivement Directeurs de l'Ecole Doctorale SPIGA, de m'avoir accueilli dans leurs structures.

Lorsque l'on s'engage dans une thèse expérimentale avec réalisation de bancs d'essai à plusieurs facettes ainsi que la mise en place de différentes techniques et moyens d'essai, on doit prendre en compte l'ampleur de toutes les difficultés et les délais de réalisation.

Sans l'aide de l'atelier de l'Ecole Centrale de Nantes il était difficile de parvenir à faire de bons essais. Je me tourne donc vers Messieurs Gilles PATTEE et Jérôme FRIANT, qui m'ont aidé pour la fabrication de différentes pièces prototypes ainsi qu'à Eric ARNOULD et Nicolas LESBROS qui m'ont dépanné plus d'une fois.

Je tiens aussi à exprimer mes très sincères remerciements à l'ingénieur essai du laboratoire Monsieur Michel VIOLLEAU sans qui, le banc d'essai turbocompresseur n'aurait pas pu être réalisé dans de si bonnes conditions. Ses idées, sa réactivité et son implication m'ont permises d'avancer rapidement et efficacement dans les conceptions et les montages expérimentaux.

Je remercie également Aline LE-ROCH pour sa patience, les différentes discussions, ses conseils ainsi que pour son écoute pendant les moments durs de la thèse.

Je pense également à toute l'équipe technique du LMF, notamment à Messieurs Jean-Louis AUDRAIN, Thibault PIQUET et Dominique GAUDIN pour leurs conseils et leurs nombreuses aides durant les phases de conception et de montage expérimental.

Je tiens également à exprimer ma profonde reconnaissance pour les stagiaires ingénieurs de Master que j'ai encadré et qui ont participé activement au travail de la thèse, Messieurs Ali KASSEM, Adrien GUILLOT, Charly MAHE, Vincent MICHAUDET, Jérémy SUDUL et Sébastien GIRAUD.

Un grand merci aussi pour tout le personnel de l'ECN particulièrement Mesdames Marie-Hélène BARON, Françoise PALADEAU et Maude DEROUET.

Renault

Je tiens à remercier Messieurs Stéphane GUILAIN, Alain LEFEBVRE, Hamid LAHJAILY, Alexandre MARCHAL et Hadi TARTOUSI du service «Aérodynamique et Remplissage moteur» pour les différents échanges réalisés dans le cadre du projet DIAMS et pour leur implication dans la fourniture des organes à tester.

BorgWarner

Je tiens à remercier Monsieur Tom HEUER pour les échanges réalisés avec BorgWarner et pour les informations techniques qu'ils nous ont accordées malgré l'environnement concurrentiel existant.

LMFA Ecole Centrale de Lyon

Je tiens à remercier du fond du coeur Monsieur Francis LE BŒUF, Directeur du LMFA pour ses conseils scientifiques, les nombreuses discussions que nous avons pu avoir ensemble ont été pour moi une importante source d'enrichissement. Sa gentillesse et son soutien m'ont permis de ne pas perdre courage dans les moments difficiles.

Je remercie également Mesdames Isabel TREBINJAC, Nathalie GROS-JEAN ainsi que Monsieur Xavier OTTAVY pour les nombreux échanges de connaissances autour des techniques de mesure LDA en turbomachine.

CNAM Paris

Je tiens à remercier Messieurs Georges DESCOMBES, Michel TOUSSIN, Pierre PODEVIN, Christelle PERIHON et Michael DELIGANT, pour leur participation au projet avec les nombreux échanges scientifiques ainsi que pour nous avoir accueilli au sein de leur structure lors de nos divers réunions scientifiques.

Entourage Scientifique Divers

Je tiens à remercier Messieurs Hasam PERROSINI de Polytech Nantes, Jean-Michel MOST du LEA poitier, Pierre MILAN et Francis MICHELIS de l'Onera Toulouse, Alain BOUTIER de l'Onera Paris, Michel L. RIETHMULLER du Von Karman Institute For Fluid Dynamics, Bruno RENOUX du Coria, Francisco PAYRI, José GALINDO, José R SERRANO du CMT Valence, Denis VEYNANT de l'ECP, et Gérard BOIS de l'INSAM lille pour leurs conseils scientifiques.

Les journées des thésards sont parfois très longues et peuvent être aussi solitaires. Je suis très reconnaissant pour le temps passé avec mes chers collègues doctorants des différentes Ecoles de Nantes et plus particulièrement Mahmoud KHALED et Charbel HABCHI du LTN, Hani MOHTAR, Sami SHAH, Adrien PITON, Cyril COUDERC et Alexandre MAHE du LMF suite aux nombreuses discussions scientifiques et aussi humaines que j'ai eu avec eux.

Entourage quotidien Divers

Et parce qu'il n'y a pas que le travail dans la vie, je tiens à remercier les personnes qui ont partagé ma vie au quotidien, lors de mes nombreux déplacements, mes week-end toujours chargés et agités, mes activités sportives, mes soirées de salsa....

Je tiens à adresser un premier grand Merci à tous les membres de ma famille, qui m'ont toujours soutenu et ont largement contribué à ma réussite durant toutes mes années d'études et plus particulièrement ma mère, mon père, mes frères et mes tantes...Je vous remercie pour votre présence ainsi que pour vos prières et pour votre chaleur.

Un deuxième grand merci pour Elsa qui n'a pas cessé de me soutenir avec amour surtout dans les moments les plus durs pendant les derniers mois avant la soutenance.

Mon avant dernier mot sera pour mes deux grandes mères : « Voilà, j'ai enfin fini mes études Mémettes ! » et ma dernière pensée partira vers mes deux grands pères qui nous ont quittés trop tôt. Je vous dédie à tous les deux ce travail.

Finalement je remercie Dieu, pour sa bienveillance dans ma vie et dans tout ce que j'accomplis.

TABLE DES MATIERES

NOMENCLATURE	5
INTRODUCTION	9
Evolution du turbocompresseur	9
Problématiques.....	10
Contexte de l'étude.....	12
CHAPITRE I: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....	15
I.1. Introduction au turbocompresseur	16
I.1.1. Compresseur	16
I.1.2. Turbine.....	22
I.2. Pertes internes au compresseur	23
I.2.1. Introduction.....	23
I.2.2. Modélisation des pertes du compresseur.....	24
I.2.3. Conclusion	28
I.3. Incidence aérodynamique et écoulement interne.....	28
I.3.1. Effets des lignes admission sur le fonctionnement compresseur	28
I.4. Ecoulement dans les conduites courbées.....	35
I.5. Influence du transfert thermique sur le comportement du turbocompresseur.....	44
I.6. Présentation des techniques de mesures	60
I.6.1. Anémométrie Doppler Laser.....	60
I.6.2. Mesure PIV	66
I.6.3. Mesures des flux thermiques.....	68
I.6.4. Caméra thermique.....	69
I.7. Conclusion	70
CHAPITRE II: MOYENS EXPERIMENTAUX MIS EN ŒUVRE	71
II.1. Présentation du compresseur étudié	72
II.2. Banc Turbocompresseur de l'Ecole Centrale de Nantes.....	74
II.2.1. Objectifs et capacités du banc turbocompresseur.....	74
II.2.2. Première version du banc turbocompresseur.....	74
II.2.3. Deuxième version du banc turbocompresseur.....	78
II.2.4. Instrumentation et calcul thermodynamique	80
II.2.5. Incertitude de mesure et répétabilité.....	84
II.3. Banc soufflerie pour les pertes de charge	90
II.4. Systèmes de mesures locales LDA	93
II.4.1. Description technique du système LDA utilisé :	93
II.4.2. Adaptation de la soufflerie et du banc Turbocompresseur aux mesures LDA	93
II.4.3. Système de déplacement automatisé	95

II.4.4.	L'ensemencement.....	96
II.4.5.	Problèmes rencontrés lors des mesures LDA sur le banc turbocompresseur.....	98
II.4.6.	Post traitement des mesures.....	98
II.5.	<i>Evaluation de la possibilité d'utiliser un système de PIV</i>	102
II.6.	Calcul Numérique	103
II.7.	Caméra Thermique	103
II.8.	Flux thermique	105
II.8.1.	Instrumentation.....	105
II.8.2.	Cas expérimental choisi – cas de validation.....	107
II.8.3.	Résultats de validation.....	107
II.8.4.	Reproductibilité de la méthode.....	111
II.9.	Conclusion	112
CHAPITRE III: INFLUENCE DES CONDITIONS AERODYNAMIQUES SUR LE COMPRESSEUR		113
III.1.	Méthodologie d'études aérodynamiques d'un compresseur	114
III.1.1.	Méthodologie des mesures en LDA.....	114
III.1.2.	Méthodologie de la modélisation.....	118
III.2.	Effet des géométries d'entrée sur les caractéristiques du compresseur et sur l'écoulement.	119
III.2.1.	Géométrie de référence : tube droit.....	119
III.2.2.	Bulbe.....	121
III.2.3.	Petit Coude 90°.....	125
III.2.4.	Double petit coudes 90° perpendiculaire.....	130
III.2.5.	Double Coude Coplanaire.....	136
III.2.6.	Conclusion.....	140
III.3.	Etude de l'écoulement à l'entrée du compresseur	141
III.3.1.	Mesure de l'écoulement à l'entrée du compresseur.....	141
III.3.2.	Etude fréquentielle.....	144
III.4.	Conclusion	147
CHAPITRE IV: ANALYSE DES TRANSFERTS THERMIQUES		149
IV.1.	Protocole des mesures thermiques d'un turbocompresseur	150
IV.1.1.	Mesures globales des transferts thermiques.....	150
IV.1.2.	Mesures locales des transferts thermiques.....	151
IV.2.	Effets des transferts thermiques sur le fonctionnement de la turbomachine	153
IV.2.1.	Caractéristiques globales du système.....	153
IV.2.2.	Mesures locales des transferts thermiques.....	159
IV.3.	Modélisation globale des transferts thermiques	170
IV.4.	Influence de l'aérodynamique sur le transfert thermique	174
IV.4.1.	Influence de l'aérodynamique de la turbine sur le transfert thermique.....	174
IV.4.2.	Influence de l'aérodynamique en entrée compresseur sur les transferts thermiques.....	175
IV.5.	Conclusion	177
CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES		179

ANNEXES	183
REFERENCES	193

NOMENCLATURE

Symboles

Symboles latins	Unité	Signification
A	m^2	Surface de la Section
b	m	Epaisseur de l'aube en sortie roue
C	m/s	Vitesse absolue
C_f		Coéfficient de frottement
C_θ	m/s	Composante tangentielle de la vitesse absolue
C_r	m/s	Composante radiale de la vitesse absolue
C_x	m/s	Composante axiale de la vitesse absolue
C_H	$J/kg/K$	Capacité calorifique de l'huile
C_p	$J/kg/K$	Capacité calorifique à pression constante de l'air
CP	N	Couple
D	m	Diamètre
D_{eq}	m	Diamètre équivalent
D_{hyd}	m	Diamètre Hydraulique
Dn	-	Nombre de Dean
d_f	nm	Distance interfrange laser
f_D	Hz	Fréquence Doppler
fd		Frottement du disque
h	J/kg	Enthalpie
H	J	Enthalpie d'arrêt
I	$\%$	Intensité de turbulence
k	-	Rapport des chaleurs spécifiques
L	$W/(m^2.sr)$	Luminance
l_b	m	Longueur du contour méridien du canal d'aube
le	M	Echelle de longueur pour la turbulence
M	-	Nombre de Mach
\dot{m}_C	kg/s	débit massique compresseur
\dot{m}_T	kg/s	débit massique turbine
\dot{m}_H	kg/s	débit massique huile
N_r, N	Tr/min	Régime de rotation turbocompresseur (réel, mesuré)
p	Pa	Pression statique
\dot{P}_C	W	puissance mécanique compresseur
\dot{P}_T	W	puissance turbine
\dot{P}_f	W	Puissance frottement
\dot{Q}	W	Puissance thermique

r	m	Rayon
r_c	m	Rayon de courbure
R	J/(Kg.K)	Constante des gaz
R_c	-	Rapport de courbure
Re	-	Nombre de Reynold
S	J/K/kg	Entropie
T	K	Température
u	Volt	Tension
U	m/s	Vitesse d'entraînement
u'	m/s	Vitesse fluctuante
V_p	m/s	Vitesse particule
\dot{V}	m ³ /s	Débit volumique
W	m/s	Vitesse relatif
\dot{W}	W	Puissance
W_c	W	Puissance mécanique compresseur
W_T	W	Puissance mécanique turbine
Z	-	Nombre d'aube

Symboles grecques	Unité	Signification
α	°	Angle
β	°	Angle d'aube en sortie roue
ΔS	J/K/kg	Différence d'entropie
ΔH_{comp}	J	Différence d'enthalpie due à la compression
ΔH_{trans}	J	Différence d'enthalpie due aux transferts thermiques
$\Delta H_{détente}$	J	Différence d'enthalpie due à la détente
ΔT	K	Gradient de température
ε	-	Taux de dissipation turbulente
η	-	Rendement
π	-	Rapport de pression ou de détente
π_c	-	Taux de compression
π_t	-	Taux de détente
ρ	Kg/m ³	Masse volumique
σ	W/(m ² .K ⁴)	Nombre de Stefan
Δ	-	Différence
θ	°	Angle entre les deux faisceaux laser
φ	W/m ²	Densité de flux thermique
ν	Pa.s.m ³ /kg	Viscosité cinétique
μ	P.a.s	Viscosité dynamique
λ	W/(m.K)	Longueur d'onde
ω	Tr/min	Vitesse angulaire
ξ		Coefficient de pertes de charge
ζ		Nombre d'échauffement

Indices

Points de mesure	Signification
0	Condition ambiante
1	Entrée roue compresseur
2	Sortie roue compresseur
3	Entrée diffuseur compresseur
4	Sortie diffuseur compresseur
1'	Entrée distributeur turbine
2'	Sortie distributeur turbine
3'	Entrée roue turbine
4'	Sortie roue turbine
av	Avant compression ou avant détente
ap	Après compression ou après détente
C	Compresseur
cn	Corps noir
T	Turbine
exh	Gaz d'échappement
Oil1	Delta température d'arrêt entrée/sortie turbine
Oil2	Delta température d'arrêt entrée/sortie compresseur
out	Sortie
in	Entrée
i	Incidence
inc	Incidence
rec	Recirculation
f	Frottement
Diff	Diffusion
fd	Frottement du disque

Type de variable	Signification
adia	adiabatique
C	corrigé
dia	Diabatique = non adiabatique
Is	Isentropique
mes	mesuré
t	totale
opt	optimal
réf	référence
m	massique
red	réduit
v	volumique
Comp	compresseur
Turb	turbine

Introduction

Evolution du turbocompresseur

Un turbocompresseur [1] est une machine composée d'une turbine qui assure un travail de rotation par détente des gaz de l'échappement, et d'un compresseur qui utilise le travail fourni par la turbine pour comprimer l'air à l'admission du moteur (voir Figure 0 - 1).

L'histoire commence en 1905 quand l'ingénieur Suisse Alfred Buchi dépose le brevet d'un système dans lequel les gaz d'échappement sont utilisés pour l'entraînement d'un compresseur. Cette idée ne sera appliquée qu'en 1914, au début de la seconde guerre mondiale, quand l'ingénieur français Auguste Rateau utilise un turbocompresseur sur les moteurs d'avions pour compenser la perte de puissance en altitude.

Par contre, les applications sur les moteurs automobiles sont restées confidentielles jusqu'en 1970. Une des premières réussites du turbocompresseur sur moteur d'automobile revient à BMW en 1969, qui a remporté le championnat des voitures de tourisme avec une BMW-2002 suralimentée. Ensuite en 1972 PORSCHE équipe la 917/30 à moteur 12 cylindres de 5,4 litres avec deux turbocompresseurs lui permettant d'atteindre une puissance de 1100 ch avec 3,4 bars de pression de suralimentation.

A cette époque, l'utilisation de la suralimentation sur les moteurs de petite cylindrée s'est avérée impossible. Le problème majeur résidait dans le contrôle de la pression d'air de suralimentation pour toute la plage de fonctionnement sur moteur. Afin de remédier à ce problème il a fallu inventer le système de by-pass de la turbine « Wastegate » permettant de contrôler la pression de façon fiable et industrielle. La « Wastegate » est installée pour la première fois par le constructeur GARRETT. La régulation du turbocompresseur aura ainsi permis d'augmenter le couple à bas régime et de choisir la vitesse à laquelle cette valeur maximale de couple devra être atteinte.

C'est en 1979 que PEUGEOT lance la 604 Diesel TURBO avec un moteur de 2,3 litres de cylindrée muni d'un turbocompresseur modèle TA03. Un modèle de turbine à géométrie variable simplifiée (avec comme première application, le moteur 2.0 litres 16 soupapes essence de la PEUGEOT 405 T16) est lancé en série en 1992.

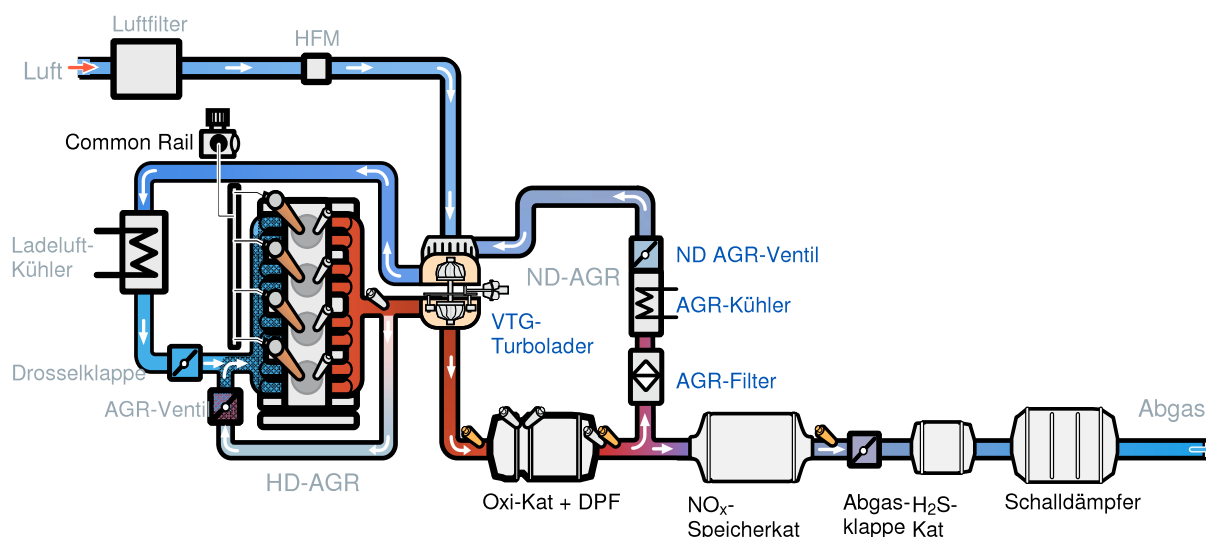


Figure 0 - 1: circuit turbocompresseur [2]

Afin de mieux adapter la turbine et le moteur sur une plage d'utilisation la plus large possible, plusieurs concepts de Turbine à Géométrie Variable (TGV) ont été testés [3], [4]. Le principe de la TGV est de pouvoir pivoter les ailettes du diffuseur de la turbine de manière à contrôler la section d'entrée d'air. La Figure 0 - 1 représente un exemple d'architecture du circuit turbocompresseur avec

les différentes connections avec le moteur. Tout au long de cette thèse on s'intéressera aux turbocompresseurs à turbine centrifète. (Il existe des turbocompresseurs plus grands à turbine axiale utilisés sur les moteurs diesels industriels de très forte puissance).

Actuellement, les moteurs à forte densité de puissance (ou à fort downsizing) ont tendance à utiliser deux turbocompresseurs qui fonctionnent en série ou en parallèles selon les points de fonctionnement du moteur [5, 6, 7].

Dans le domaine de la propulsion automobile, on assiste à deux types d'exigences :

1. Sévérisation des normes sur les émissions polluantes
2. Sévérisation des normes pour la limitation des émissions de CO₂

En Europe la norme (post Euro 6) qui sera applicable dès 2014 exige un taux d'émission des NO_x de 0,08 g/km et donc une réduction de 56% par rapport à la norme Euro 5 (Tableau 1). De plus, l'accord ACEA (Association des Constructeurs Européens d'Automobile) sur le CAFE (Corporate Average Fuel Economy) 2008-2012 et 2020 oblige les producteurs de véhicules à réaliser des réductions des émissions du CO₂ jusqu'à 120 g/km en 2012. Cependant, la concentration des émissions à l'échappement d'un moteur évolue d'une manière différente en fonction de la richesse du mélange (Figure 0 - 2).

	CO (g/km)	HC+NO _x (g/km)	NO _x (g/km)	Particules (g/km)	Durabilité (km)	Application	Réduction NO _x / €5
EURO 4	0,50	0,30	0,25	0,025	100 000	2005	
EURO 5	0,50	0,23	0,18	0,005	160 000	09/2009	
EURO 6	0,50	0,17	0,08	0,005	160 000	09/2014	-56%

Tableau 1: normes des émissions de polluant (Document PSA)

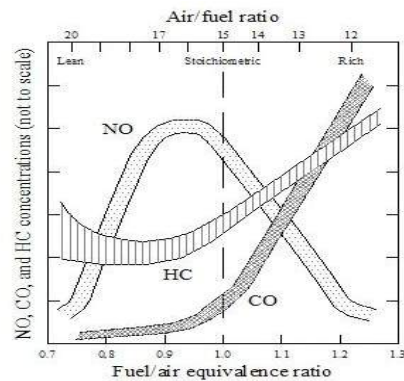


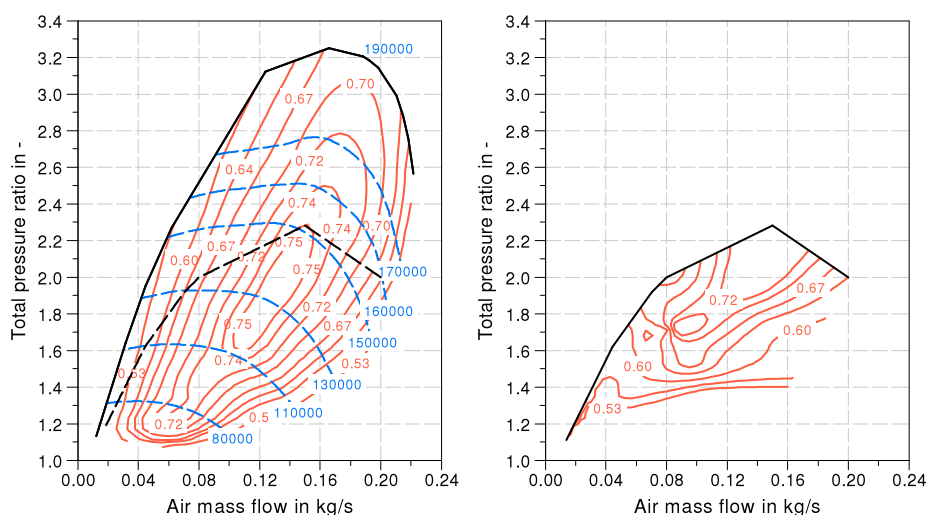
Figure 0 - 2 : concentration des émissions en fonction de la richesse du mélange [8]

Dans ce contexte, la boucle d'air est un levier d'ordre un pour répondre à ces deux exigences. En effet, dans l'objectif de réduction des émissions de CO₂, une voie privilégiée est le downsizing des moteurs, voie dans laquelle une amélioration importante du fonctionnement du turbocompresseur de suralimentation est nécessaire [9]. Dans l'objectif de réduction des émissions, le turbocompresseur est également attendu afin de permettre l'augmentation de l'EGR via un accroissement de la pression de suralimentation [10,11,12,13]. Afin de pouvoir réaliser ces objectifs, il est nécessaire d'élargir la plage de fonctionnement du compresseur au maximum tout en repoussant les limites actuelles de pompage et d'étouffement.

Problématiques

Actuellement les codes 1D de simulation sont fréquemment employés pour le développement des moteurs.

Bien que l'échappement du moteur soit dominé par des écoulements pulsés et instationnaires, les caractéristiques d'un compresseur et de la turbine sont mesurées sur banc d'essai en conditions stationnaires. De plus, le moteur est équipé de lignes d'admission et d'échappement à architecture complexe (coudes, changement de section, ...) alors que les turbomachines sont mesurées avec des tubes droits. Enfin le moteur génère des variations de températures d'échappement importantes dues à la grande plage de fonctionnement alors que les caractéristiques des turbomachines sont mesurées avec des conditions thermiques uniques. D'ailleurs, des différences très notables des caractéristiques de la turbomachine sont observées lorsqu'elles sont mesurées sur un banc d'essais et sur véhicule (rendements, pompage, étouffement) (Figure 0 - 3,[14]).



Champ fournisseur sur banc d'essai Champ mesuré sous capot véhicule
Figure 0 - 3 : comparaison entre le fonctionnement du compresseur sur banc turbocompresseur et son fonctionnement dans le sous capot [14].

Ces différences peuvent être dues à différents phénomènes couplés entre eux :

- Aux effets aérodynamiques
- Aux transferts thermiques
- A l'instationnarité de l'écoulement
- Aux frottements de la turbomachine

1. Les effets aérodynamiques

La limitation spatiale dans la zone du sous capot impose l'utilisation de connections courbes en entrée turbocompresseur générant un flux non-uniforme en entrée de la roue du compresseur (distorsion du champ de vitesses en entrée compresseur). La Figure 0 - 4 présente différents exemples d'architectures des lignes de connection (à l'entrée et la sortie du compresseur) chez différents constructeurs automobiles.

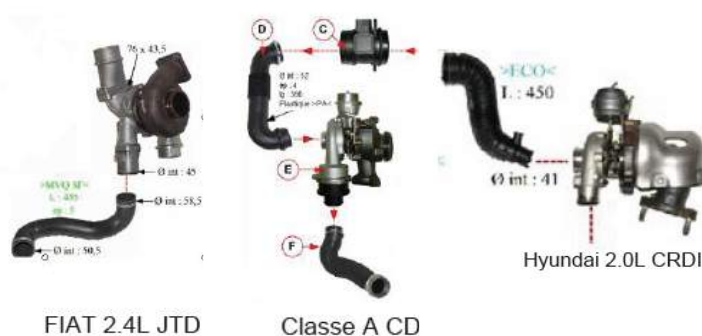


Figure 0 - 4 : différentes Architecture des lignes de connections (Document interne PSA)

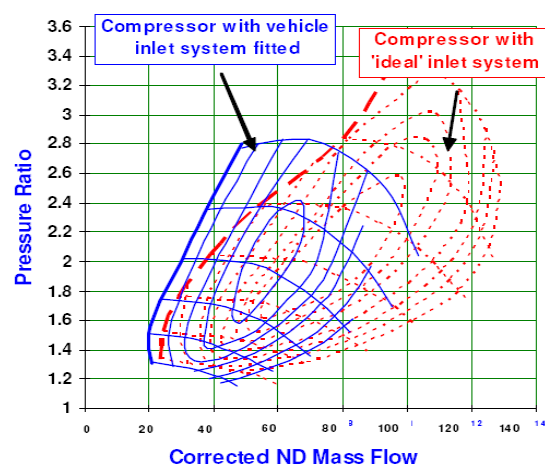


Figure 0 - 5 : effet d'une ligne véhicule sur le champ compresseur [15]

La performance d'un compresseur peut être significativement affectée par la distorsion de l'écoulement à l'entrée de la roue (Figure 0 - 5). Or l'impact des géométries d'entrée sur les performances du compresseur est jusqu'à présent non maîtrisé (voir non connu) et non pris en compte lors des étapes de conception.

2. Les transferts thermiques

Actuellement les cartographies fournies par les constructeurs de turbocompresseur ne prennent pas en compte les transferts thermiques au sein du turbocompresseur et avec son environnement. Ces transferts thermiques se font normalement entre d'une part la turbine et le corps central, l'huile de lubrification et le compresseur et d'autre part avec tout l'environnement du sous-capot. La Figure 0 - 6 présente un schéma des transferts thermiques ayant lieu pour le cas d'un turbocompresseur.

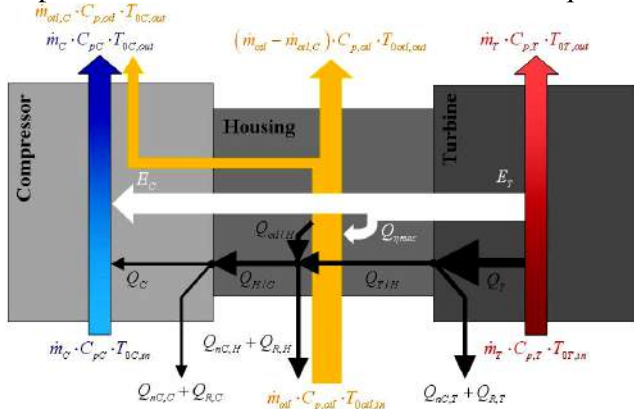


Figure 0 - 6 : échange thermique au sein d'un turbocompresseur (Document interne PSA)

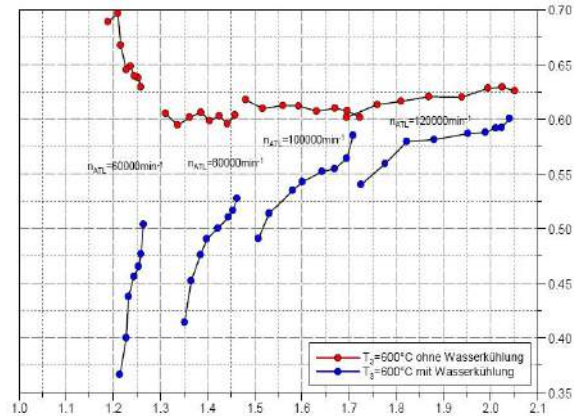


Figure 0 - 7 : rendement d'une turbine à température d'entrée de 600°C avec et sans refroidissement d'eau. [16]

Différentes études, qui seront détaillées dans le chapitre suivant, ont cherché à calculer l'impact des transferts thermiques sur les rendements de la turbine et du compresseur. La Figure 0 - 7 compare le rendement mesuré d'une turbine refroidie à l'eau avec une entrée d'air à 600°C avec celui d'une turbine non refroidie pour la même température d'air en entrée. Cette figure montre les écarts de rendement dues à la prise en compte des transferts thermiques.

3. L'instationnarité de l'écoulement

Le fonctionnement du turbocompresseur avec un écoulement pulsé n'est pas le même que lors des tests en banc d'essai stationnaire. Cette problématique ne rentre pas dans le cadre de cette étude, et ne sera pas étudiée en détail. Cependant une synthèse de quelques travaux réalisés sur ce sujet sera présentée de manière succincte dans l'étude bibliographique.

4. Les frottements de la turbomachine

L'étude des frottements au sein du turbocompresseur ne fait pas partie des objectifs de cette thèse.

Contexte de l'étude

Afin de tenter d'apporter des réponses à ces différentes problématiques, un programme d'étude PREDIT a été mis en place. Ce projet d'étude de la suralimentation nommé DIAMS (Diagnostics Avancés et Modélisation Suralimentation) réunit les partenaires suivants :

- ADEME
- PSA Peugeot Citroën
- RENAULT
- Borg Warner (Allemagne)
- ECN (Ecole Centrale de Nantes)
- ECL (Ecole Centrale de Lyon)
- CNAM (Conservatoire National des Arts et des Métiers)

Cette thèse intitulée « Etude aérodynamique et thermique d'un turbocompresseur de suralimentation automobile, mesures locales et globales » a été réalisée au Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF) de l'Ecole Centrale de Nantes. Cette étude a débuté 1 an avant les 2 autres thèses réalisées dans le cadre du projet DIAMS. La deuxième thèse, ciblée sur l'étude numérique de l'aérodynamique dans les turbocompresseurs en régime stationnaire et pulsé, est entreprise par Renault en partenariat avec le Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique (LMFA) de l'Ecole Centrale de Lyon. Finalement la troisième thèse, orientée vers l'étude des frottements dans les turbocompresseurs à bas régime, est réalisée au sein du Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris (CNAM).

C'est dans ce cadre que s'intègrent les objectifs et la démarche de cette thèse. Celle-ci s'est articulée autour de quatre axes :

- Le développement d'un banc d'essais avec différents moyens de mesure pour l'analyse expérimentale.
- Une analyse physique de l'influence de l'aérodynamique sur les performances du turbocompresseur.
- L'élaboration d'une base de données nécessaires à la validation des modélisations 1D et 3D.
- Une analyse physique et une modélisation des transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur.

Chapitre I: Etude Bibliographique

Comme indiqué en introduction, des différences très notables des caractéristiques de la turbomachine sont observées lorsqu'elles sont mesurées sur un banc d'essais ou sur véhicule (rendements, pompage, étouffement). Ces différences sont supposées être dues de façons couplées aux effets des conditions aérodynamiques générées par les conduites d'air et de gaz, aux transferts thermiques au sein du turbocompresseur et avec son environnement et de l'instationnarité de l'écoulement pulsé.

L'objectif de ce chapitre est de rassembler les éléments bibliographiques des différentes thématiques approfondies durant ces trois années. Conformément au sujet de thèse ce chapitre est divisé en six parties principales. Chaque partie tend à apporter le maximum d'informations relatives à la thématique elle-même et en lien avec l'étude entière.

Après une introduction relative au turbocompresseur (paragraphe I.1), la deuxième partie présente les différentes pertes internes d'un turbocompresseur et les différents modèles utilisés. Cette étude est nécessaire afin de connaître l'ensemble des paramètres qui affectent le fonctionnement du turbocompresseur et de comprendre leurs effets.

Dans la troisième partie, l'influence des conditions aérodynamiques à l'entrée du compresseur est détaillée avant d'aborder en quatrième partie l'étude de l'écoulement dans les conduites courbées. Le but de cette partie est d'apporter des réponses sur la nature des écoulements et les profils de vitesses générées suivant le profil de la ligne. La cinquième partie vise à apporter tous les détails concernant les études des transferts thermiques pour un turbocompresseur et à décrire toutes les études récemment publiées avec les résultats les plus importants. Enfin, la dernière partie de ce chapitre est consacrée aux différents moyens d'essais et techniques de mesures qui ont été utilisés dans la thèse. Cette dernière partie vise à apporter les informations nécessaires pour une utilisation correcte et adéquate des différents outils des mesures.

1.1. Introduction au turbocompresseur

Le but de ce paragraphe est de donner un aperçu global des caractéristiques du compresseur et de la turbine en vue de la compréhension de son fonctionnement général et des paramètres étudiés.

1.1.1. Compresseur

1.1.1.1. Généralités

Un étage de compresseur centrifuge est généralement composé d'une entrée, d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute (Figure I - 1).

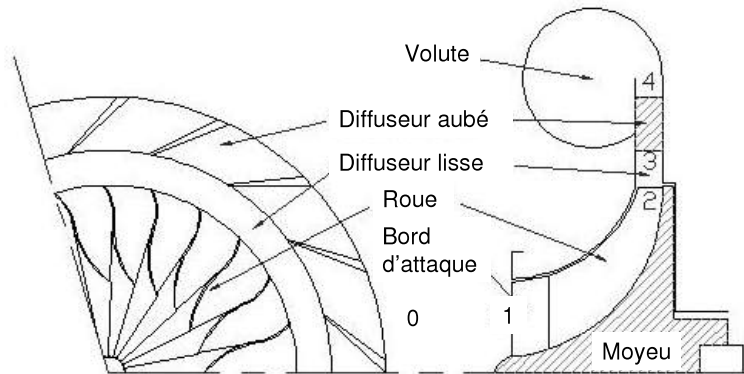


Figure I - 1 : vue schématique d'un étage de compresseur centrifuge [17]

L'entrée : le rôle de l'entrée est d'assurer la circulation de l'écoulement jusqu'à la roue. Cette partie peut contenir les différents éléments tels que : le prérotateur, un canal de retour, ou une ligne de connexion spéciale.

La roue : il s'agit de l'organe moteur du compresseur, c'est à travers elle que se fait la totalité du transfert de travail. La roue comporte un certain nombre d'aubages avec souvent des inter-aubages. Afin de garantir de meilleures performances, les roues sont souvent conçues avec une zone d'entrée spécifique (inducer). Cette zone est située dans la partie axiale de la veine méridienne. Afin de quantifier le travail fourni par la roue on détaille par la suite les triangles des vitesses à l'entrée et la sortie de la roue (fig. I - 2 et I - 3)).

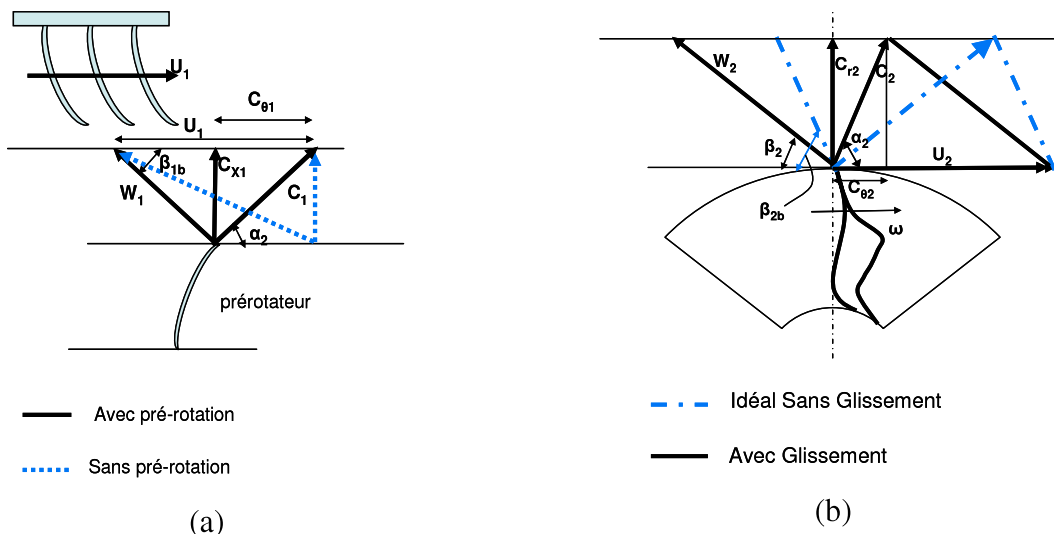


Figure I - 2 : (a) triangles des vitesses à l'entrée du compresseur pour un écoulement axial et un écoulement secondaire, (b) Triangles des vitesses avec et sans glissement à la sortie roue.

D'après l'équation de la conservation des moments, le couple fourni par le compresseur est décrit par la formule suivante :

$$CP = \dot{m}_c \times (r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (1)$$

De même, l'équation d'énergie peut être écrite comme étant le produit du couple et de la vitesse angulaire. Par la suite on écrit cette équation sous la forme suivante :

$$\dot{P}_c = \dot{m}_c \times \Delta h_{0c} = \omega \times CP = \dot{m} \times (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) \quad (2)$$

Ces deux équations vont par la suite, permettre d'interpréter l'influence des géométries d'entrée sur le comportement du compresseur.

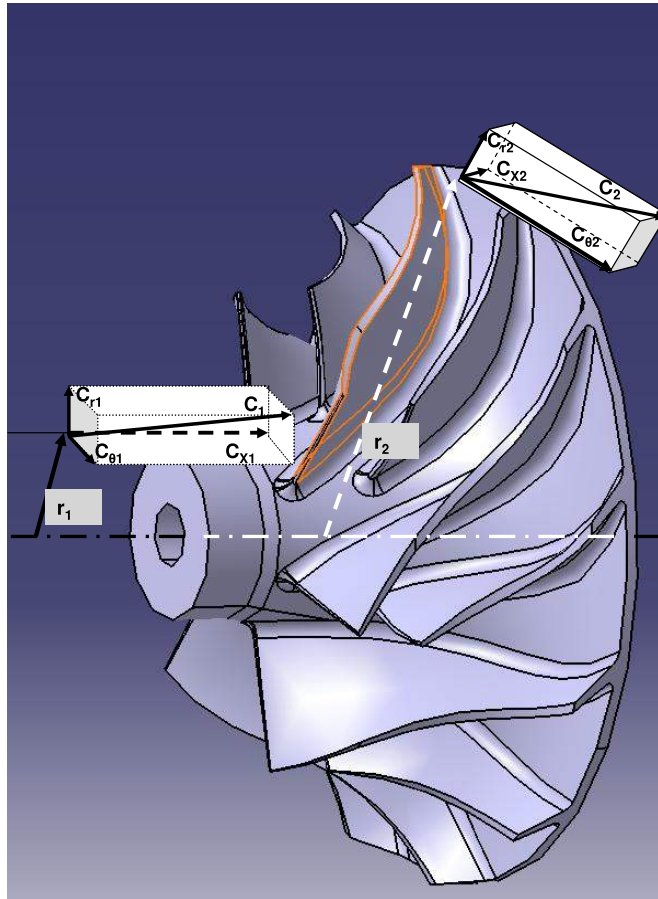


Figure I - 3 : distribution des vecteurs vitesses à l'entrée et la sortie de la roue compresseur

Le diffuseur : Cet élément peut être considéré comme un élargissement de section. Le rôle du diffuseur est de ralentir l'écoulement afin de diminuer le nombre de Mach qui influence fortement les pertes aérodynamiques. De même le rôle du diffuseur est aussi de convertir l'énergie cinétique de l'écoulement à la sortie de la roue en gain en pression statique, cette part d'énergie représente 40 à 50% de l'énergie totale transférée [18]. Les diffuseurs peuvent être ailetés, à faible solidité (caractérisés par un faible nombre d'aubes fixes) ou lisses. Pour l'application de la suralimentation automobile les diffuseurs sont généralement lisses car ils offrent une plage de fonctionnement plus large.

La volute : Il s'agit du dernier élément du compresseur. Son rôle est de collecter les particules fluide en sortie du diffuseur et de les transporter jusqu'à la sortie. De plus, la volute a un rôle de diffusion afin d'augmenter la pression statique de l'écoulement. L'étude de l'écoulement dans la volute a été présenté dans plusieurs articles [19, 20, 21]. De même l'interaction diffuseur-volute semble être très importante pour le rendement global du compresseur [22, 23].

1.1.1.2. Les courbes caractéristiques :

Les courbes caractéristiques d'un compresseur présentent d'un coté le rapport de compression π_c en fonction du débit d'air suivant différentes vitesses de rotation et d'un autre coté les iso-rendements isentropiques η_c .

Pour une transformation adiabatique, le rendement isentropique compresseur, basé sur les grandeurs totales, s'écrit :

$$\eta_{c,t} = \frac{\text{travail_ideal}}{\text{travail_réel}} = \frac{h_{C,out_t_is} - h_{C,in_t}}{h_{C,out_t} - h_{C,in_t}} \quad (3)$$

Pour un gaz parfait, on a $dh=C_p.dT$, et donc :

$$\eta_{c,t} = \frac{\left(\frac{p_{C,out_t}}{p_{C,in_t}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{T_{C,out_t}}{T_{C,in_t}}\right) - 1} \quad (4)$$

Où k est le rapport des chaleurs spécifiques.

Le taux de compression étant égale à $\pi_c = \frac{p_{C,out_t}}{p_{C,in_t}}$. (5)

Afin de s'affranchir des conditions ambiantes, deux normes sont couramment utilisées. Ainsi on utilise des grandeurs réduites de débit $\dot{m}_{C,red}$ et de vitesses de rotation $N_{C,red}$ ou corrigées $\dot{m}_{C,cor}$ et $N_{C,cor}$:

$$N_{C,cor} = \frac{N_C}{\sqrt{T_{C,in,t}/T_{ref}}} \quad (6)$$

$$N_{C,red} = \frac{N_C}{\sqrt{T_{C,in_t}}} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{C,cor} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{C,in_t}/T_{ref}}}{p_{C,in_t}/p_{ref}} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{C,red} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{C,in_t}}}{p_{C,in_t}} \quad (9)$$

Finalement ces paramètres sont tracés sur une même carte caractéristique qu'on nomme champ compresseur. Un exemple typique d'un champ compresseur est présenté à la Figure I - 4. Ce champ de fonctionnement du compresseur est délimité du coté gauche par la limite de pompage et du coté droit par la limite du blocage sonique. Ces limites seront détaillées dans la suite de ce chapitre.

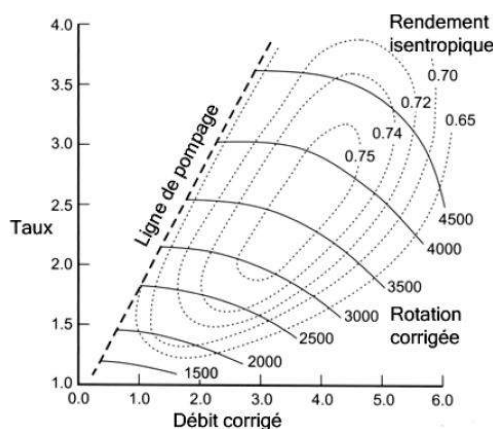


Figure I - 4 : caractéristique de fonctionnement d'un compresseur centrifuge [24]

1.1.1.3. Les phénomènes instationnaires

Le mouvement relatif des aubages du rotor par rapport au diffuseur génère un écoulement fortement instationnaire à l'intérieur du compresseur. Comme présenté sur la (Figure I - 5), Callot [25] propose une classification de ces différentes instabilités.

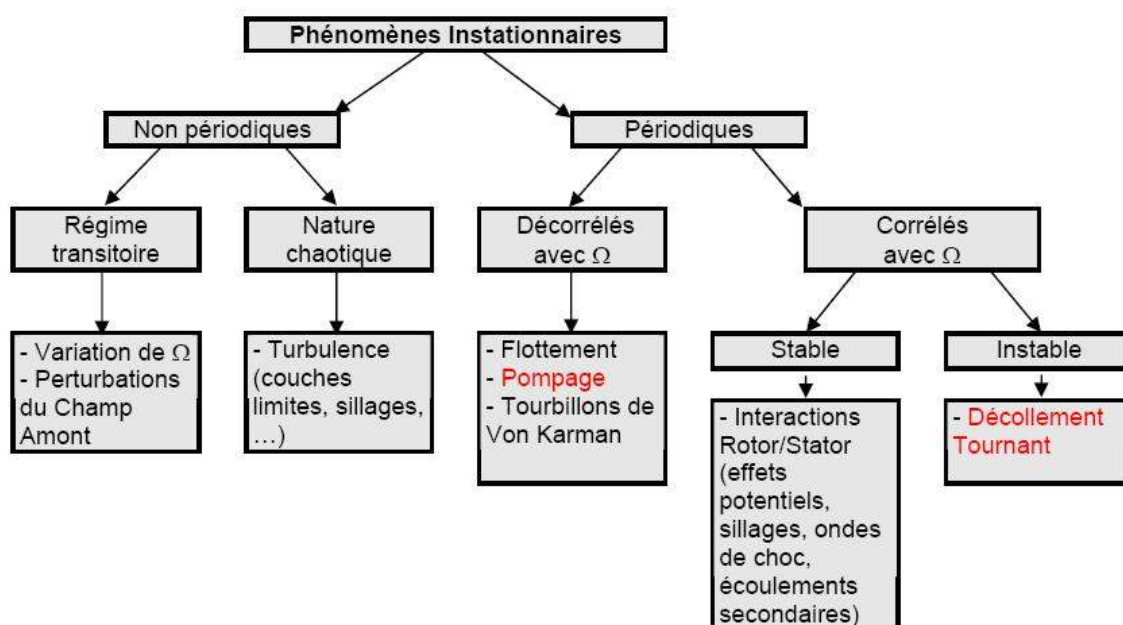


Figure I - 5 : classification des instationnarités dans un compresseur [25]

Dans la suite on présente quelques états particuliers des phénomènes instationnaires périodiques. Par contre, les instationnarités non périodiques, dues généralement à des écoulements transitoires, ne font pas partie des objectifs de cette étude. Parmi les phénomènes périodiques on s'intéresse particulièrement à la compréhension des phénomènes instables comme le pompage et le décollement tournant. Avant de décrire ces phénomènes, la notion de stabilité pour un compresseur est tout d'abord présentée.

1.1.1.4. Stabilité dans un compresseur

La stabilité d'un compresseur est définie par sa réponse à un changement de point de fonctionnement lors d'une perturbation transitoire. Le système est stable s'il revient à son état initial, sinon le système sera nommé instable. Lors d'un fonctionnement dans une région à haut taux de compression et à faible débit, il existe un risque de perdre cette stabilité [26, 27]. D'après Pampreen [28], on peut distinguer deux types de stabilité. Le premier concerne la stabilité globale

relative au couplage des différents éléments du système et le deuxième définit seulement la stabilité aérodynamique de la machine.

Le pompage :

Le pompage est une instabilité périodique mono dimensionnelle qui met en jeu tout le système de compression (lignes amont et aval compris). En allant vers les faibles débits d'air, les pertes ont tendance à augmenter dans le compresseur. En franchissant la ligne de pompage, l'énergie fournie par la machine devient insuffisante pour contrer les gradients de pression adverses. Par conséquent l'écoulement est affecté par une onde de pression basse fréquence qui se déplace de l'aval vers l'amont. En général pour le compresseur, la fréquence de cette onde de pression varie entre 2Hz et 50Hz et dépend du circuit entier. Ce phénomène est appelé pompage et il convient de ne pas fonctionner dans ces conditions. D'ailleurs pour ce mode de fonctionnement, de fortes fluctuations du débit sont observées. Ces fluctuations peuvent même aller jusqu'à une inversion totale du sens de l'écoulement. Chessé [29] a réalisé une étude sur le pompage des compresseurs de suralimentation et l'influence des circuits de liaison moteur-turbocompresseur sur cette instabilité. Ce phénomène est souvent classé en trois types [30], suivant les caractéristiques du système de compression :

- Le pompage classique
- Le pompage profond
- Le pompage modifié

Le pompage classique :

Le pompage classique peut être décrit comme une modulation du débit moyen par une onde de pression. Cela ne génère pas une inversion de l'écoulement. La Figure I - 6, présente le cycle de pompage classique et l'évolution temporelle du débit induit. Ce phénomène se rencontre souvent dans les compresseurs centrifuges à faible taux de compression et aussi dans les compresseurs axiaux.

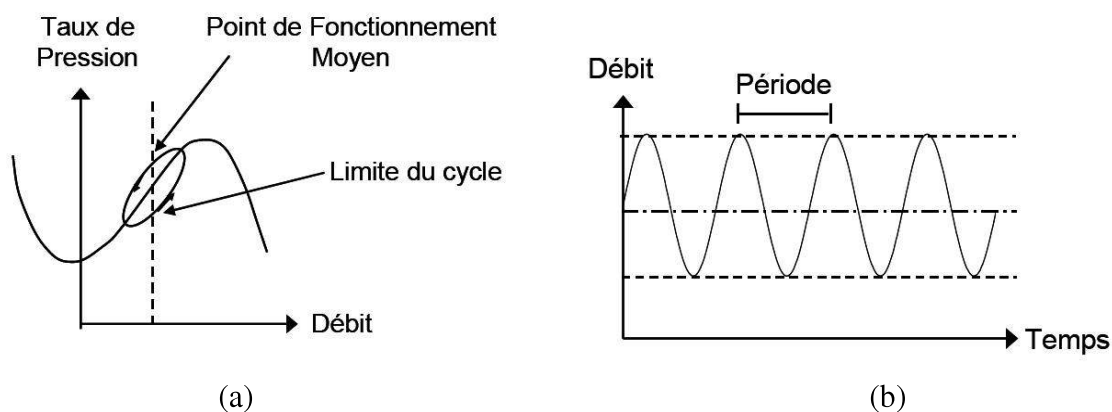


Figure I - 6 : (a) cycle de pompage classique, (b) évolution temporelle du débit pour un fonctionnement en pompage classique [31].

Le pompage profond :

Le pompage profond comme son nom l'indique est une version plus violente du pompage classique. Lors d'un pompage profond il y a inversion d'une partie de l'écoulement qui peut s'amplifier avec le temps pour engendrer un écoulement de retour en bloc dans la totalité du système de compression. Ce phénomène engendre une chute très rapide de la pression en aval et dès que l'équilibre est établi l'écoulement reprend la bonne direction pour déclencher de nouveaux cycles de pompage (Figure I - 7). Ce genre de pompage arrive le plus souvent pour les compresseurs (centrifuges ou axiaux) à fort taux de compression.

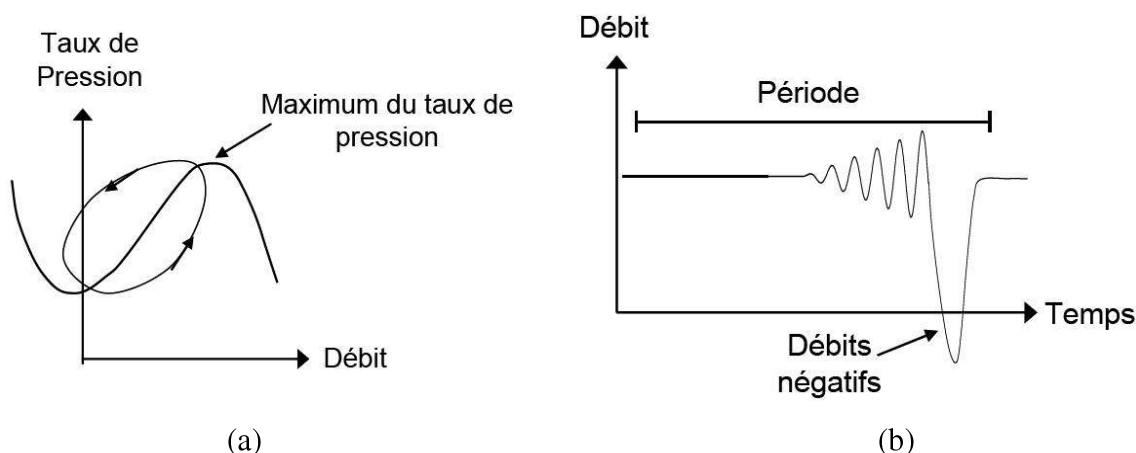


Figure I - 7 : (a) cycle de pompage profond, (b) évolution temporelle du débit pour un fonctionnement en pompage profond [31].

Le pompage modifié :

Un phénomène de décrochage tournant à plusieurs cellules peut parfois précéder le pompage d'un compresseur. L'arrivée de ce dernier n'assure pas toujours la disparition des poches tournantes et par la suite un régime de pompage modifié est créé. Cette instabilité peut se manifester aussi bien dans les compresseurs centrifuges [32] que dans les compresseurs axiaux [33].

Le décrochage tournant :

Le décrochage tournant est une instabilité tridimensionnelle se manifestant par l'apparition d'une ou de plusieurs poches de fluides décollés tournant généralement à des vitesses inférieures à celle du rotor [34]. D'après Haupt [35], dans une machine radiale, il est possible d'observer des poches se déplaçant dans le sens de la roue en même temps que d'autres se déplaçant dans le sens opposé. D'après la littérature deux types de cellules sont distingués. Le premier type est celui des cellules occupant toute la hauteur de l'aube, ce type est nommé FS (signifiant Full Span). Le deuxième type est celui des petites cellules occupant qu'une partie de la hauteur de l'aube et nommé PS (signifiant Part Span). De même, il est possible de distinguer 2 types de décrochage tournant :

- Décrochage tournant d'étage

Ce phénomène ne se produit pas globalement sur tout l'étage, mais secteur par secteur, ce qui crée des poches de pression. Ces poches tournent à environ 60 % de la vitesse de rotation de la machine. La résultante de ces répartitions de pression est une force tournante sur le rotor; elle provoque des vibrations radiales forcées du rotor, à une fréquence particulière facilement détectable par analyse fréquentielle du signal des capteurs de vibration. Sur le plan aérodynamique, ce phénomène provoque une chute du rendement et du rapport de pression.

- Décrochage tournant de diffuseur lisse

Ce phénomène est typique des compresseurs centrifuges dépourvus d'aubes dans les diffuseurs, cet arrangement étant choisi pour des questions de plage de débit à couvrir. A régime constant, lorsque le débit diminue, l'angle d'entrée dans le diffuseur diminue également. En dessous d'un angle d'entrée critique, il se produit des décollements de la couche limite dans le diffuseur, qui, lorsqu'ils occupent localement toute la largeur du diffuseur, provoquent également l'apparition de poches de pression (2, 3 ou plus), tournant de façon sub-synchrone. Cette fois, la vitesse de rotation de ces poches est comprise entre 7 et 15 % de la vitesse de rotation du compresseur ; leur résultante excite le rotor en vibration de façon forcée et à forte amplitude.

1.1.2. Turbine

Un étage de turbine radiale est généralement composé d'une volute, d'un diffuseur (distributeur) et d'une roue (Figure I - 8).

Le distributeur peut être à géométrie variable (Figure I - 9).

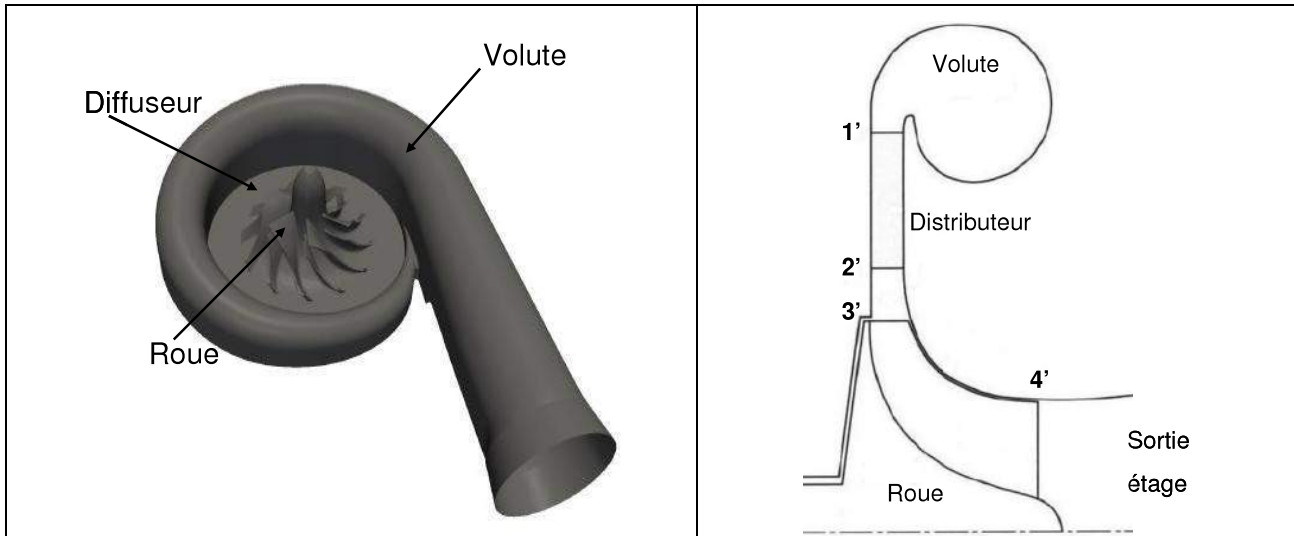


Figure I - 8 : étage d'une turbine radiale

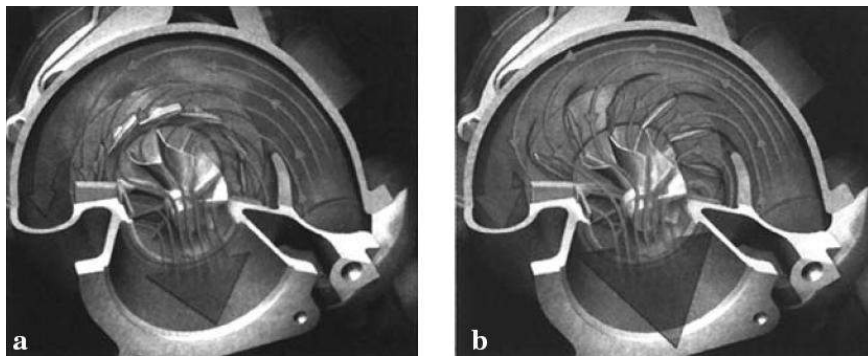


Figure I - 9 : turbine à géométrie variable (a) position fermée, (b) position ouverte [36]

Les courbes caractéristiques d'une turbine les plus utilisées représentent d'un côté le débit réduit corrigé en fonction du taux de détente (π_T) suivant différentes vitesses de rotation et d'un autre côté les iso-rendements isentropiques η_c .

Le taux de détente étant égale à $\pi_T = \frac{P_{T,in_t}}{P_{T,out_t}}$ (10)

Les rendements turbines peuvent être définis suivant trois concepts :

- La première méthode la plus utilisée par les constructeurs de turbocompresseur, consiste à connecter la sortie turbine à une conduite d'échappement et à mesurer la pression à l'entrée et la sortie du compresseur avec une température standard à l'entrée turbine de 600°C. Par la suite le travail de la turbine est mesuré à travers l'augmentation de la température du côté du compresseur. Cette méthode intègre le rendement mécanique dans le calcul du rendement turbine. De même étant basé sur le gradient entre la température à la sortie et à l'entrée du compresseur, pour le calcul des paramètres turbine, cette méthode exige une mesure très précise pour ces deux températures. Normalement des sondes de température de type PT100 sont utilisées pour cet effet, au lieu de thermocouples. Le rendement de la turbine peut donc être calculé à partir de la relation suivante :

$$\eta_T = \frac{\dot{m}_C C_{p-C} (T_{C,out-t} - T_{C,in-t})}{\dot{m}_T C_{p-T} T_{T,in-t} \left[1 - \left(\frac{p_{T,out}}{p_{T,in-t}} \right)^{(Ke-1)/Ke} \right]} \quad (11)$$

- La deuxième méthode est très proche de la première avec une seule différence qui consiste à ne rien connecter à la sortie turbine et par la suite de détendre les gaz jusqu'à la pression ambiante. Dans cette méthode la température d'entrée turbine est fixée à 600°C et il n'est pas nécessaire de mesurer la température en sortie turbine, étant donné que le travail est calculé à travers l'augmentation de la température du côté du compresseur.
- La troisième méthode est différente des deux premières et consiste à mesurer le travail turbine à l'aide du gradient thermique du côté de la turbine et non pas du côté compresseur. Cette méthode de calcul du rendement turbine est beaucoup plus sensible aux transferts thermiques que les deux premières. Dans le cas d'une hypothèse de détente adiabatique ce rendement est nommé rendement isentropique. Basé sur les grandeurs totales le rendement isentropique total de la turbine s'écrit :

$$\eta_{T,u} = \frac{\text{travail}_{\text{réel}}}{\text{travail}_{\text{théorique}}} = \frac{h_{T,in-t} - h_{T,out-t}}{h_{T,in-t} - h_{T,out-t-is}} \quad (12)$$

Finalement, ces paramètres sont tracés sur une même carte caractéristique qu'on nomme champ turbine. Un exemple typique d'un champ turbine est présenté à la Figure I - 10.

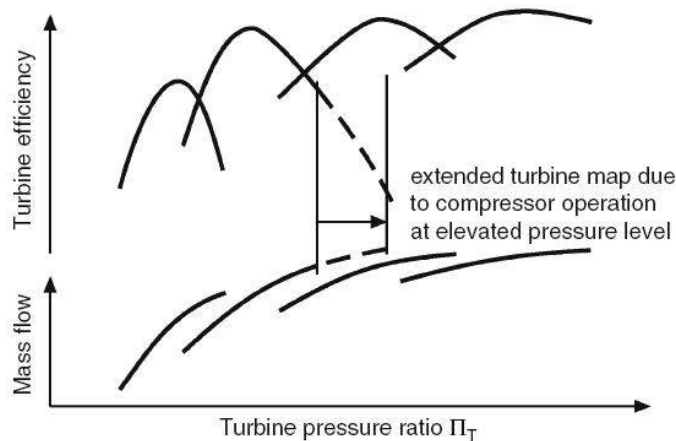


Figure I - 10 : caractéristique de fonctionnement d'une turbine centrifuge [36]

I.2. Pertes internes au compresseur

I.2.1. Introduction

Les différents mécanismes générateurs de pertes dans les turbomachines sont nombreux et couplés. Cependant différentes classifications de pertes existent et cela reste relatif à une certaine vision ou échelle de traitement de l'étude. L'étude de Denton [37] reste une référence sur les origines des pertes dans les turbomachines. D'après Denton [37], les sources d'entropie sont en général :

- les effets de viscosité en couche limite
- les effets de viscosité dans les processus de mélange

- les ondes de choc
- le transfert de chaleur

Sur toute une plage de fonctionnement d'un compresseur les différentes pertes internes interagissent entre elles et ne varient pas toutes dans la même direction. Cependant au point de fonctionnement nominal, les différentes pertes sont optimisées de manière à assurer le rendement maximal du compresseur. Le fonctionnement d'un turbocompresseur ne doit pas être étudié uniquement à son fonctionnement nominal, mais également pour d'autres points de fonctionnement hors adaptation. C'est pourquoi différentes pertes peuvent augmenter par rapport au point nominal et entraîne une augmentation d'entropie.

D'un point de vue macroscopique, les différentes dégradations énergétiques d'un compresseur centrifuge peuvent être classées de la façon suivante [38] :

- Pertes aérodynamiques :
 - décollements
 - inadaptations d'incidences
 - recirculations
 - onde de choc
 - remplissage
 - mélange
- Pertes volumétriques par fuites
 - Pertes par fuites internes
 - Pertes par fuites externes
- Pertes par frottement de disques
- Pertes mécaniques

1.2.2. Modélisation des pertes du compresseur

Plusieurs modèles empiriques ou partie de modèles de pertes internes dans les compresseurs ont été développés depuis plusieurs années [39-43]. Cette partie est très diversifiée et différentes combinaisons de modèles de différentes pertes peuvent être réalisées. Hammoud et al [44] présentent une estimation des répartitions des pertes de puissance dans les différentes parties du compresseur suivant leur modèle de calcul. Le Tableau I - 1 représente ce pourcentage de répartition pour un point de fonctionnement nominal.

Tableau I - 1 : répartition des pertes de puissance dans les différentes parties du compresseur [44].

	Garett TB025	KKK K04
Entrée (%)	3,5	2,8
Roue (%)	28	29
Diffuseur (%)	30	30
Volute (%)	38	38
Trompette (%)	0,5	0,2
Total (%)	100	100

Cette thèse n'étant pas ciblée sur la modélisation d'un turbocompresseur avec toutes les pertes internes, cette partie présente quelques modèles des pertes relevés lors de l'étude bibliographique et qui semblent intéressantes pour l'analyse. Notre étude étant ciblée sur l'influence de l'entrée sur le compresseur, par la suite les modèles présentés sont limités à cette partie de la roue compresseur.

Pertes dans la roue

Le coefficient de perte de la roue peut être défini d'après l'équation suivante [45]:

$$\xi_{Roue} = \frac{Cp(T_{2-t} - T_{2-t-is})}{U_2^2} \quad (13)$$

Ce coefficient peut être modélisé en considérant les principales sources de pertes dans la roue. Ces différentes pertes sont détaillées dans la suite.

Pertes par incidence :

Différents modèles des pertes par incidences ont été élaborés dans plusieurs études. Wallace [46] et Whitfield et al [47, 48] proposent un modèle à pression constante. En prenant comme hypothèse que le fluide arrive à l'entrée de l'aube avec un angle β_1 . Ce modèle assume que lors du passage de l'écoulement dans le canal inter-aube celui-ci suit l'angle de l'aube β_2 et cela avec une conservation de la pression statique.

D'après ce modèle l'augmentation de l'entropie due aux pertes par incidence peut être calculée par la formule suivante :

$$\Delta S = R \times \frac{K}{K-1} \times \ln \left[\frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4A_R^2 M_1^2 \left(\frac{K-1}{K} \right) \left(1 + \frac{K-1}{2} M_1^2 \right)}}{2A_R^2 M_1^2 \left(\frac{K-1}{2} \right)} \right] \quad (14)$$

$$\text{Avec } A_R = \frac{F_1 \cos \beta_1}{F_2 \cos \beta_2} \quad (15)$$

F_1 et F_2 étant respectivement les surfaces d'écoulement effective à l'entrée de la roue et au point de mesure à l'intérieur de la roue (Notation de l'auteur).

Une autre modélisation des pertes par incidence a été formulée par Futral et Wasserbauer [49]. Les auteurs estiment que les pertes sont dues à la composante tangentielle de l'énergie cinétique détruite. Ce même principe est aussi utilisé par Rodgers [50].

Ce modèle calcule les pertes par incidence (en terme de variation d'enthalpie) par la formule suivante :

$$\Delta H_{inc} = \frac{W_i^2}{2} \quad (16)$$

$$W_i = W_1 \times \sin(\beta_1 - \beta_{opt}) \quad (\text{Notation de l'auteur}) \quad (17)$$

β_{opt} est l'angle qui n'exige aucun changement dans la composante tangentielle de la vitesse
Figure I - 11).

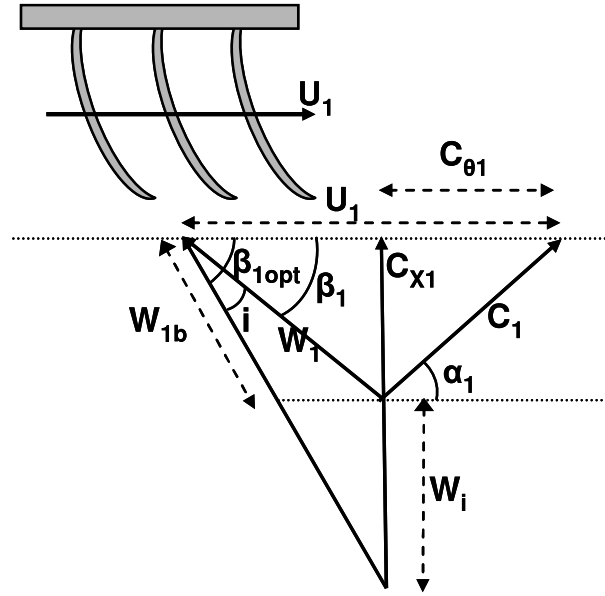


Figure I - 11 : triangle des vitesses à l'entrée compresseur et estimation des pertes par incidence [50]

D'après Hammoud et al [17], la puissance dissipée par inadaptation à l'entrée des aubes (par incidence) doit être formulée à l'aide d'un modèle qui prend en compte les variations de l'angle d'incidence (i) en fonction du rayon R et du nombre d'aube Z .

$$P_{in} = K_2 \frac{\pi q_m \sqrt{Z}}{S_1} \int_{R_{li}}^{R_{le}} W_1^2 \sin^2 i dR \quad (18)$$

En considérant que $K_2 = 2$ si $i < 0$ et $K_2 = 1$ si $i > 0$, l'angle d'aubage varie linéairement entre le moyeu et le carter.

R_{li} étant le rayon intérieur (au niveau du moyeu) et R_{le} le rayon extérieur (au niveau du carter) (Notation de l'auteur).

Pertes par recirculation :

D'après Augnier [40] les pertes par recirculation (en terme de variation d'enthalpie) peuvent être calculées d'après la relation (19):

$$\Delta H_{rc} = U_2^2 \times \left(\frac{D_{eq}}{2} - 1 \right) \left[\frac{W_{u2}}{C_{m2}} - 2 \cot \beta_{2b} \right] \quad (19)$$

D'autre part, Oh et al [51] formulent ces pertes de la manière suivante :

$$\Delta H_{Rec} = 8 \times 10^{-5} \sinh(3,5 \alpha_3^2) D_f^2 U_2^2 \quad (20)$$

α_3 étant l'angle absolu de l'écoulement méridien en sortie du diffuseur lisse.

Pertes par frottement:

Ces pertes sont généralement assez importantes et de grand facteur d'impact. D'après Watson [52], Augnier [53] et Seume et al [45], ces pertes sont les plus importantes et dépendent de l'état de surface de la roue, du nombre de Reynolds et du débit d'air. Ces pertes (en termes de variation d'enthalpie) ont été modélisées de la manière suivante :

$$\Delta H_f = C_f \frac{l_b}{D_{hyd}} \frac{W_1^2}{2} \quad (21)$$

Augnier [40] reprend cette formulation et la modifie avec quelques adaptations afin de donner finalement le modèle de facteur de frottement suivant :

$$\Delta H_f = 2C_f \left(\frac{\bar{W}}{U_2} \right)^2 \frac{L_b}{D_{hyd}} \quad (22)$$

Avec

$$\bar{W}^2 = \frac{(W_1^2 + W_2^2)}{2} \quad (23)$$

$$\bar{W}^2 \geq \frac{(W_{th}^2 + W_2^2)}{2} \quad (24)$$

Récemment Seume et al [45] utilisent la même formulation qu'Augnier de la façon suivante :

$$\Delta H_f = \frac{4C_f L_b}{D_{hyd-roue}} \times \frac{W_2^2 + W_1^2}{2} \quad (25)$$

Avec L_b étant la longueur du contour méridien du canal d'aube (Baines [54]). D'autre part le diamètre hydraulique D_{hyd} est calculé d'après la formule suivante :

$$D_{hyd} = 4 \times \text{Surface de coupe} / \text{périmètre} \quad (26)$$

Il est calculé en tant que valeur moyenne du diamètre hydraulique à l'entrée et sortie de la roue.

Le coefficient de frottement correspond au coefficient standard de frottement calculé suivant le nombre de Reynolds de la roue et formulé de la façon suivante :

$$Re_{roue} = \frac{0,5(W_2 + W_1)D_{hyd}}{\nu_2} \quad (27)$$

Pertes par diffusion ou par décollement dans les canaux :

D'après Seume et al [45], les pertes par diffusion dans la roue sont proportionnelles à la différence des énergies cinétiques entre l'entrée et la sortie de la roue :

$$\Delta H_{Diff} = K_{Diff} \frac{(W_1^2 - W_2^2)}{2} \geq 0 \quad (28)$$

Perte par frottement du disque :

D'après Daily et Nece [55], ces pertes peuvent être formulées de la façon suivante :

$$\Delta H_{fd} = f_{fd} \frac{\bar{\rho} r_2^2 U_2^3}{4 \times \dot{m}} \quad (29)$$

Avec

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \quad (30)$$

$$f_{fd} = \frac{2,67}{Re_{fd}^{0,5}} \text{ Pour } Re_{fd} < 3 \times 10^5, \text{ et } f_{fd} = \frac{0,0622}{Re_{fd}^{0,2}} \text{ pour } Re_{fd} \geq 3 \times 10^5 \quad (31)$$

$$Re_{fd} = \frac{U_2 r_2}{\nu_2} \quad (32)$$

1.2.3. Conclusion

Dans cette partie une liste de différents modèles de pertes internes au niveau de la roue compresseur a été présentée. Cette liste n'est pas exhaustive. D'autres pertes, dans la roue ou dans les autres parties du compresseur, n'ont pas été présentées, estimant qu'elles sont de moindre importance pour la compréhension des différentes influences analysées dans le cadre de cette étude.

1.3. Incidence aérodynamique et écoulement interne

Le but de cette partie de l'étude bibliographique est de présenter dans un premier temps l'impact de l'incidence aérodynamique sur le fonctionnement du compresseur. Dans un second temps, les caractéristiques aérodynamiques de l'écoulement pour certaines géométries de lignes d'écoulement seront étudiées. Dans cette partie on s'intéresse à l'aérodynamique de l'écoulement stationnaire. L'effet pulsatoire sur le comportement d'un turbocompresseur a fait l'objet de nombreuses études. Parmi ces études on peut citer Dale et Watson [56], Capobianco et Gambarotta [57,58], Winterbone et al [59, 60], qui ont comparé les performances d'une turbine en écoulement stationnaire et en écoulement pulsé. Aussi, Capobianco et al [61] présentent une comparaison de la performance des turbines à géométrie variable avec celles à géométrie fixe équipées de soupape de décharge pour les deux régimes d'écoulement stationnaire et pulsé.

D'autres études plus récentes existent. Karamanis et al [62] ont réalisé des mesures de la vitesse de l'écoulement au niveau des pales d'une turbine mixte avec une LDA dans les deux conditions d'écoulement stationnaire et pulsé. Par la suite, Lam et al [63] ont réalisé un calcul numérique 3D afin d'étudier l'effet de l'écoulement pulsé sur le comportement de la turbine.

De même Palfreyman et Martinez-Botas [64], ont étudié numériquement l'effet des pulsations sur le rendement de la turbine. Konigsteim et al [65] ont mené des comparaisons des nouvelles technologies de turbocompresseurs avec un écoulement stationnaire et un écoulement pulsé. Capobianco et al [66,67] ont présenté deux études autour de l'influence de l'écoulement pulsé sur la performance et le rendement turbine. Rajoo et Martinez-Botas [68] ont étudié la performance d'une turbine mixte à vanne d'entrée réglable. Récemment, Galindo et al [69] ont présenté une étude concernant l'impact de l'écoulement pulsé à l'entrée de la turbine sur la limite de pompage du compresseur.

Toutefois, cette particularité importante des turbines de suralimentation ne rentre pas dans le cadre de cette thèse et ne sera pas détaillée par la suite.

1.3.1. Effets des lignes admission sur le fonctionnement compresseur

Ce paragraphe est divisé en deux parties suivant un classement en deux catégories des géométries d'admission. La première partie est celle qui rassemble l'influence des différentes géométries de lignes d'admission hors prérotateurs et la deuxième partie présente brièvement un résumé de l'effet des différents types de prérotateurs en entrée compresseur.

1.3.1.1. Effet de distorsions imposées sur le compresseur

L'effet de la distorsion de flux sur les performances d'un compresseur axial a été largement étudié. De nombreux résultats [70-74] ont été publiés indiquant une baisse de performance du compresseur ainsi qu'une baisse de débit.

Ariga et al [75] ont étudié l'effet de distorsion de la pression totale (et donc la vitesse) sur la performance et la limite de pompage du compresseur. Cette distorsion est divisée principalement en :

- Distorsion radiale
 - distorsion en tête d'aube
 - distorsion au moyeu (pied d'aube)
- Distorsion circonférentielle

Les géométries ayant servi à générer ces distorsions sont présentées en (Figure I - 12). Dans leur étude, Ariga a testé l'influence de la distorsion de la pression totale quand la vitesse est non uniforme à l'entrée et la pression statique est uniforme.

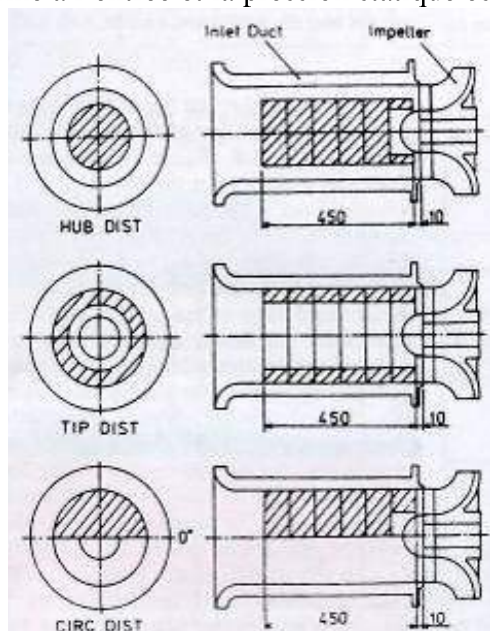


Figure I - 12 : schématisation des distorsions étudiées [75]

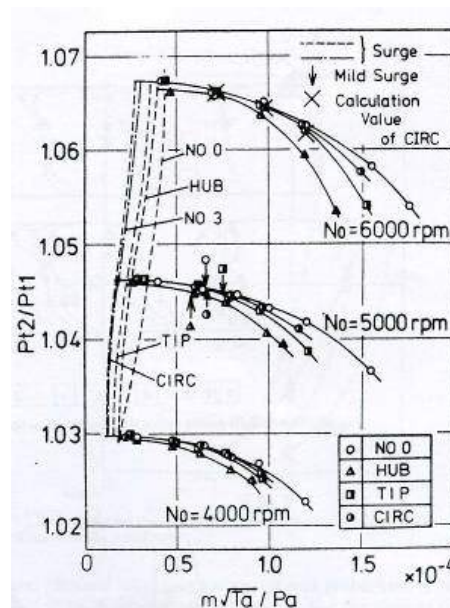


Figure I - 13 : comparaison des champs compresseur avec et sans distorsion [75].

Le taux de compression (P_{t2}/P_{t1}) du compresseur est mesuré en fonction du débit massique pour les trois entrées avec distorsion ainsi que pour l'entrée sans distorsion. Les résultats montrent que le rapport de compression le plus élevé est obtenu lors des mesures sans distorsion et par ordre décroissant pour le cas avec distorsion circonférentielle, radiale en tête d'aube et radiale au bas d'aube (cf. Figure I - 13).

Cette dégénérescence devient plus remarquable avec l'augmentation du débit et l'effet de la distorsion n'apparaît pas pour les bas régimes.

Les lignes de pompage sont décalées vers les bas débits par l'effet des différentes distorsions d'écoulement testées et les taux de compression ont diminué. La distorsion qui influence le plus le champ compresseur est la distorsion circonférentielle, puis vient la distorsion à la tête d'aube et enfin la distorsion au moyeu.

Kim et al [76] reprennent de nouveau l'influence de la distorsion à l'entrée sur la performance d'un compresseur centrifuge. Ils réalisent une étude expérimentale pour comparer le rendement d'un compresseur tout en utilisant deux configurations d'entrée différentes :

- Un tuyau droit à section constante
- Un tuyau courbé à 90° avec une forme de tuyère

D'après Kim et al [76], une distorsion radiale cause une variation d'incidence dans la direction radiale, tandis qu'une distorsion circulaire cause une variation d'incidence dans la direction circulaire ce qui conduit à un flux instable lors du passage dans la roue. Lors de cette étude, de nouvelles lignes d'admission ont été conçues pour réduire la distorsion du flux à la sortie de la

conduite. Afin de pouvoir répartir les gradients de pression tout au long du plan de symétrie de la ligne courbée, des ailettes séparatrices ont été installées afin de diviser la section de l'écoulement et par la suite équilibrer les gradients de pression dans les différentes sections.

Les auteurs montrent que l'écoulement devient plus uniforme en utilisant les séparateurs, particulièrement pour la configuration avec 2 aubes. L'attendu de cette nouvelle conception est d'augmenter le rapport de pression et d'améliorer le rendement par rapport au système original.

Récemment une étude réalisée par FVV [77,78] a visé à tester l'effet de différentes géométries d'entrée suivant les géométries de roue compresseur.

Trois types de conduites (coudes 90° et double coudes perpendiculaires, cf. Figure I - 14) ont été testés dans ces études sur trois types de compresseur (deux présentés dans cette note) avec mesures des champs de vitesses en sortie des conduites et simulations numériques des écoulements dans ces configurations.

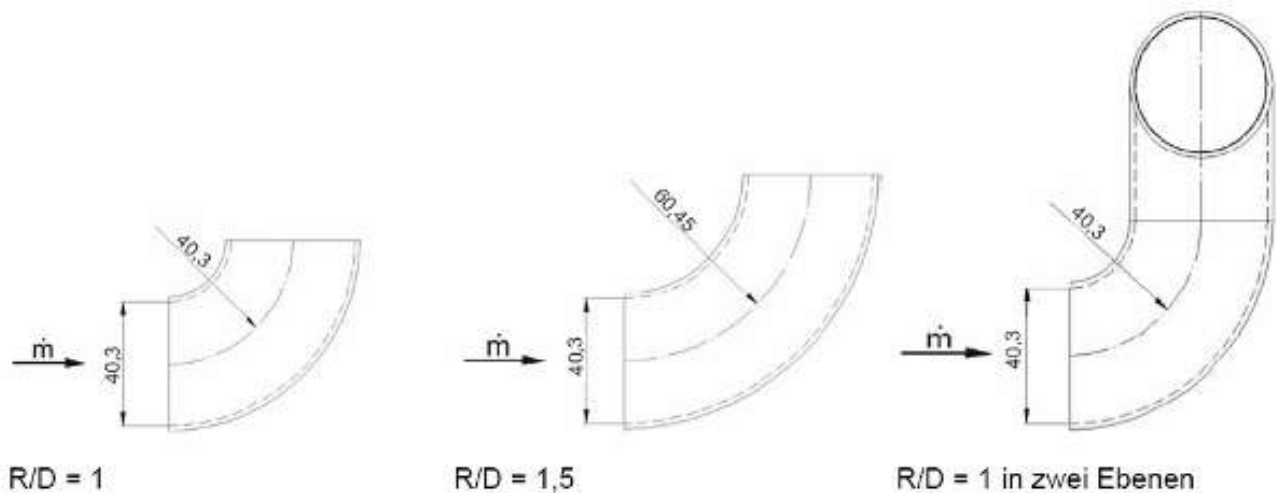


Figure I - 14: configurations d'étude [78]

Les champs caractéristiques sont représentés pour les 3 différentes configurations d'entrée compresseur avec seulement les iso-vitesses et sans inclure les iso-rendements (figures I-15 et I-16).

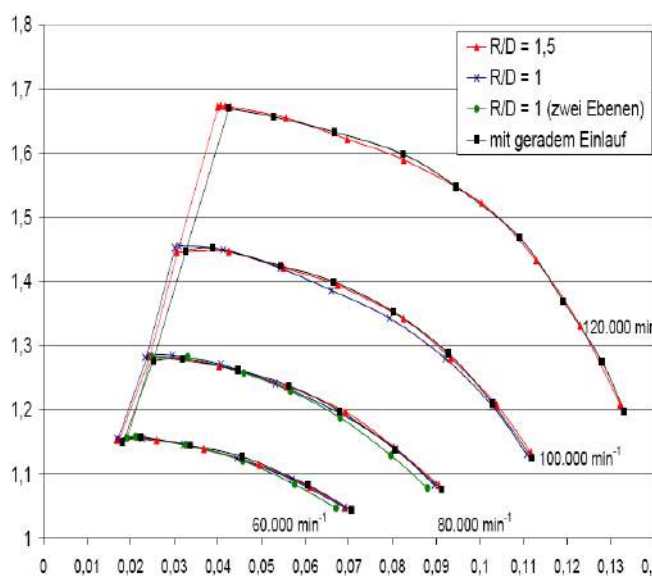


Figure I - 15: Champ caractéristique compresseur GT1749V [78]

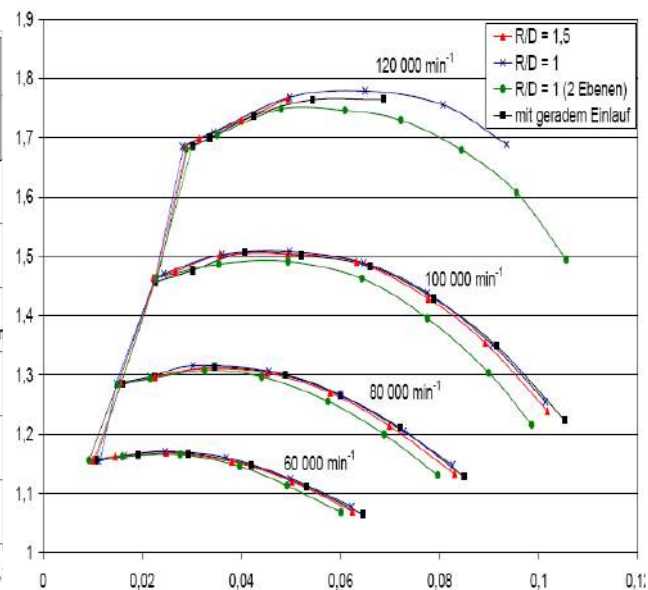


Figure I - 16: Champ caractéristique compresseur K04 [78]

L'effet du rayon de courbure ne semble pas visible sur les champs caractéristiques des 2 compresseurs (ligne de pompage et iso-vitesses assez proches).

Par contre, la Figure I - 16 présente une différence remarquable par rapport aux iso-vitesses entre les deux configurations d'entrée mono coude et double coudes. Cette dernière configuration (double coudes) n'est pas présentée dans les résultats du compresseur de type GT1749V [78] pour les iso-vitesses de 100 000 tr/min et 120 000 tr/min, et donc une comparaison des tendances relatives aux deux turbos s'avère impossible.

Capon et al [15] montrent que la performance d'un compresseur peut être influencée par la géométrie de la ligne d'entrée (voir Figure I - 17). Ils montrent aussi la relation entre la forme de l'écoulement et la forme de conception des aubes du compresseur. Durant leur étude, un banc turbocompresseur stationnaire est utilisé afin de tester le turbocompresseur. Ils comparent un champ compresseur pour le cas d'une entrée idéale et un autre en utilisant comme entrée la ligne d'admission d'air qui existe sur le moteur. La différence entre les deux champs est très importante, avec un décalage vers les bas débits de la ligne de pompage et une baisse du taux de compression pour le compresseur équipé de la ligne d'admission véhicule. Les effets de la ligne d'admission apparaissent beaucoup plus marqués que pour l'étude de Seume [78].

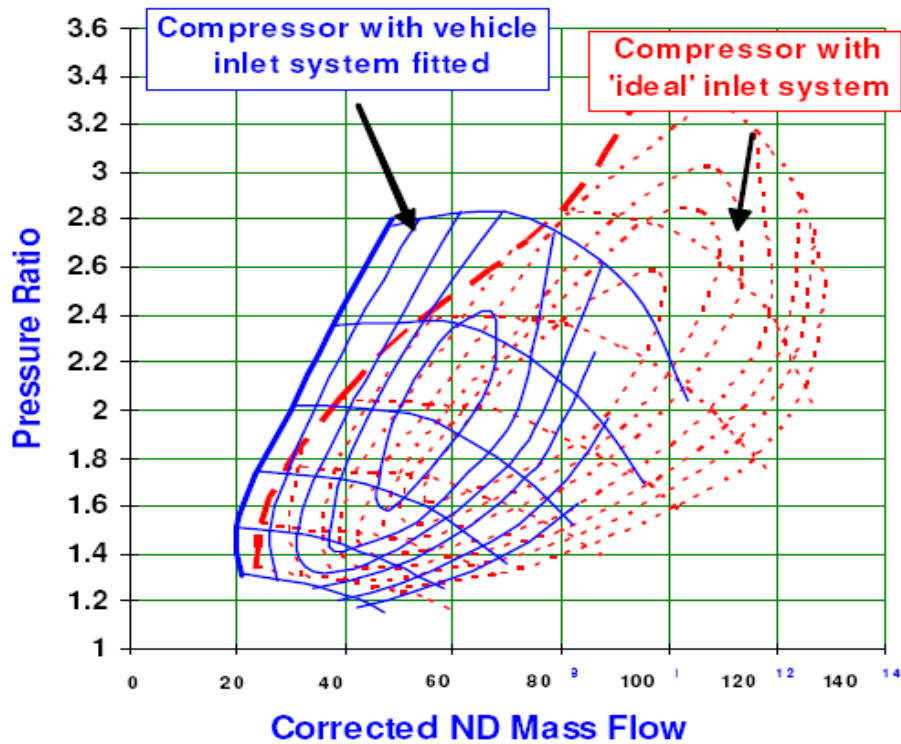


Figure I - 17 : effet de la ligne d'admission sur le champ compresseur [15]

Récemment, en 2009, Reichl et al [79] présentent une étude de l'effet des coudes en entrée d'un compresseur sur l'excitation des aubes de la roue. Cette étude est orientée vers l'étude de l'excitation des aubes de la roue compresseur et par la suite les conclusions présentées s'articulent autour de la problématique de vibration. Néanmoins les résultats du calcul numérique de l'écoulement à différentes sections de l'entrée roue semblent importants à présenter. En effet, un coude à 90° a été choisi comme géométrie d'entrée. Ces résultats montrent l'évolution du profil de pression à différentes positions de l'entrée compresseur (Figure I - 19). De même le profil de la vitesse axiale est présenté pour une section entre la sortie coude et l'entrée du compresseur (Figure I - 18).

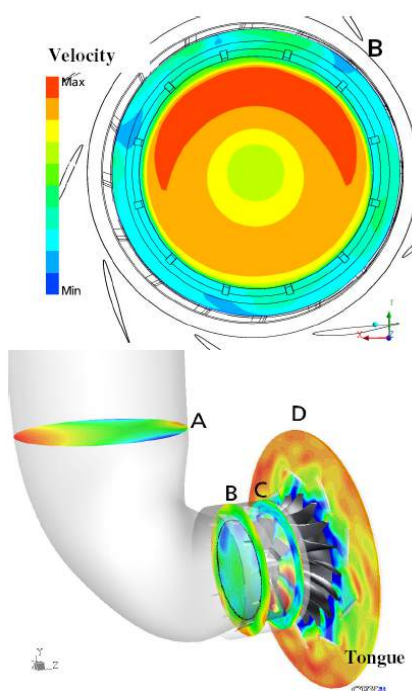


Figure I - 18 : profil de vitesse dans la section B en entrée du compresseur [79]

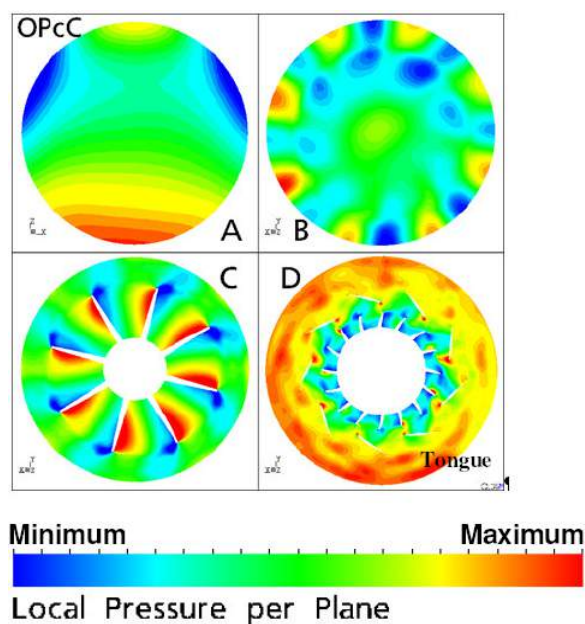


Figure I - 19 : profil de pression pour les différentes sections de l'écoulement [79]

Schulte et al [80] analysent l'influence de différentes entrées sur la performance du compresseur, et présentent différentes solutions pour le cas d'un compresseur centrifuge sur moteur d'automobile avec une entrée perpendiculaire à l'axe de la roue.

La première solution présentée concerne le coude 90°. L'écoulement dans cette géométrie a été amélioré en augmentant le rayon de courbure extérieur, et en insérant deux lames séparatrices de manière à diviser la section de passage à travers le coude en trois sections égales (cf. Figure I - 20).

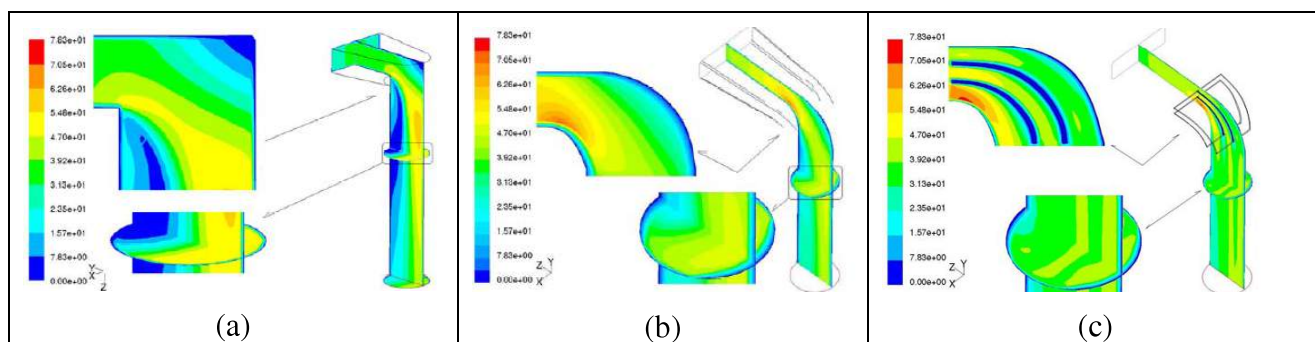


Figure I - 20 : (a) géométrie du coude à 90° non arrondi, (b) géométrie du coude avec un rayon de courbure élargi, (c) géométrie du coude avec un rayon de courbure élargi améliorée avec 2 lames séparatrices [80]

Les résultats du test sur banc d'essais comparant l'entrée libre au coude réel et le coude divisé en trois sections à l'intérieur montrent que le coude avec les lamelles réduit la perte de pression par rapport au coude réel mais le taux de compression reste inférieur à l'entrée axiale, surtout dans la zone à haut débit. Avec le coude à lamelle, la limite de pompage est décalée vers la gauche. En effet, cette configuration réduit la section effective et la densité de l'air à l'entrée du compresseur. Donc pour le même débit massique d'air la vitesse du flux à l'entrée du compresseur est plus grande, ou, ce qui est équivalent, le taux de compression reste constant pour un débit massique plus faible.

L'étude montre que le meilleur comportement de l'écoulement à l'entrée du compresseur peut être obtenu en augmentant le rayon interne du coude tout en utilisant deux lames séparatrices pour limiter la séparation de l'écoulement.

L'écoulement est plus stable le long des aubes pour les faibles débits dans le cas d'un coude modifié avec des lames séparatrices que dans le cas du coude basique. Ceci est lié à l'indice d'uniformité à l'entrée du compresseur, qui à faible débit, a un plus grand effet sur la stabilité et peut être désigné comme responsable des différences observées pour la limite de pompage entre les deux coudes.

Les résultats montrent que dans le cas du coude amélioré (rayon de courbure élargi amélioré avec 2 lames séparatrices), l'indice d'uniformité a été bien amélioré (95%) en comparant au cas du coude réel standard (74%) (non arrondi) et aussi une perte de pression plus faible que pour le cas avec le coude réel mais plus grand que le cas du coude amélioré avec un rayon de courbure de $R = 15$ mm (Figure I - 21).

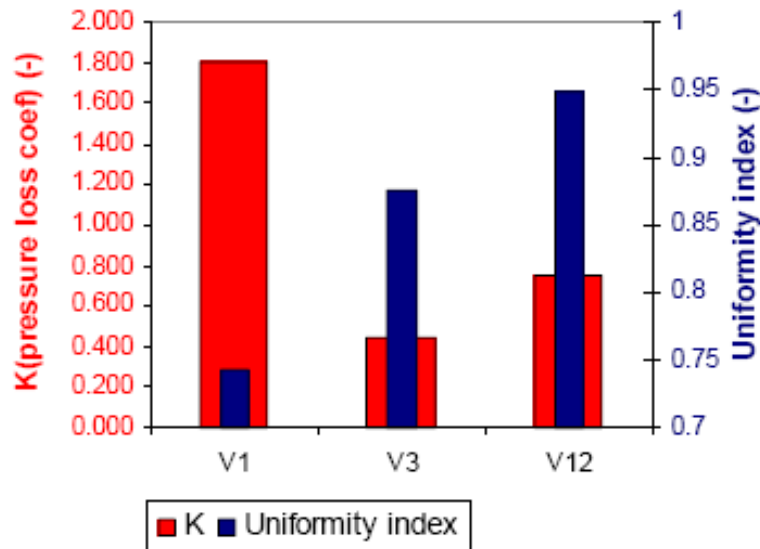


Figure I - 21 : comparaison de l'indice d'uniformité de l'écoulement en sortie et de des pertes de charges générées par les trois géométries de coudes [80]

1.3.1.2. Effet des pré-rotateurs :

Différentes études et techniques ayant pour but l'élargissement du champ de fonctionnement d'un compresseur centrifuge sont présentées dans la littérature. Ainsi, la pré-rotation de l'écoulement à l'entrée du compresseur a été testée en utilisant différentes méthodes : par injection d'air avec un certain angle afin de créer un swirl à l'entrée [81], en utilisant un pré-rotateur radial [82], un pré-rotateur axial [83], [84], [85], un pré-rotateur flexible [86] ou encore d'autres techniques de pré-rotation [87]. D'autres approches existent, généralement liées au traitement de surface, et ont été aussi étudiés [88].

Schulte et al [80] proposent l'utilisation d'un générateur de swirl (SG = Swirl Generator) (Figure I - 22). L'angle de rotation généré par le SG est mesuré à l'aide d'un capteur de swirl à nid d'abeille couplé au banc d'essai d'écoulement stationnaire, en s'appuyant sur l'hypothèse que l'écoulement tourne comme un seul corps rigide autour de son axe, à l'intérieur du tuyau.

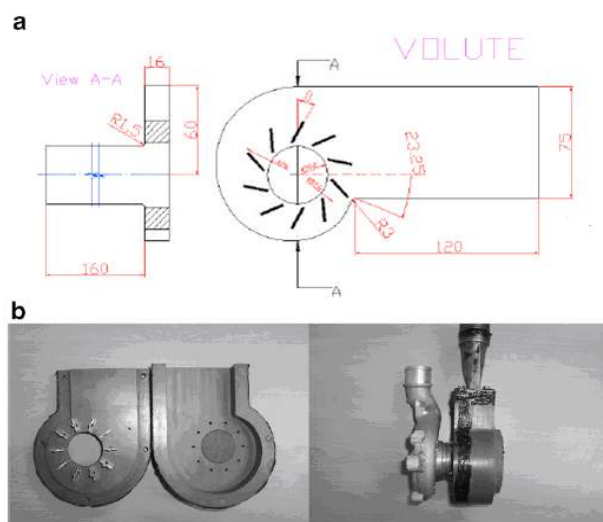


Figure I - 22: géométrie du générateur de tourbillons
[80]

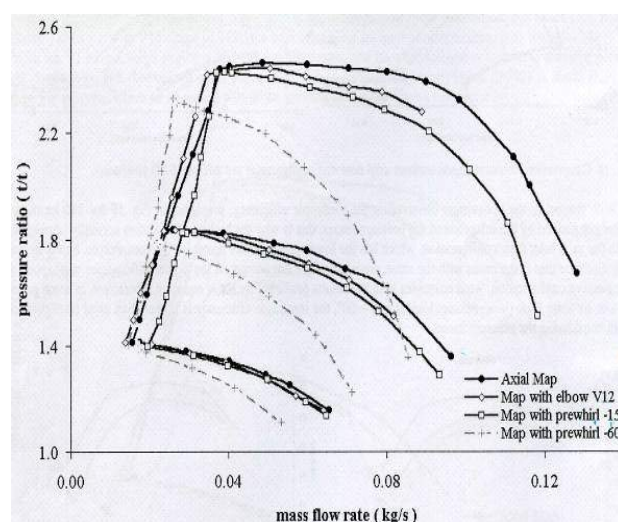


Figure I - 23: différents champs compresseurs pour différentes entrées [80]

D'autres mesures comparant les champs compresseurs pour différents angles de prérotation montrent que dans tous les cas le taux de compression obtenu avec le SG est inférieur à celui de la configuration axiale à cause de la perte de charge dans le SG. De plus, plus l'angle de pré-rotation est élevé plus la performance du compresseur est faible (Figure I - 23).

Le graphe avec une pré-rotation négative montre un taux de compression plus élevé que le graphe avec une pré-rotation positive. Ce comportement est cohérent avec l'analyse théorique des triangles de vitesse et leur modification à l'entrée de la roue dans le cas d'une pré-rotation positive ou négative.

D'autres essais (Whitfield et al [84]), montrent un gain dans la limite de pompage en utilisant le pré-rotateur (IGV) avec une pré-rotation positive, ce qui est contraire aux résultats obtenus avec la SG. La raison est qu'avec l'IGV, le pré-rotateur est placé en amont de l'entrée du compresseur et que celui-ci utilise entièrement la section axiale du passage du flux. L'intérêt vient alors d'un bon angle d'incidence obtenu pour une pré-rotation positive.

Dans le cas du SG, seule la périphérie de la section axiale est utilisée, et l'avantage majeur obtenu pour éviter le pompage, vient de la haute vitesse relative atteinte à l'entrée de la roue avec un angle de pré-rotation négatif.

On peut combiner deux modes de fonctionnement du SG, les petites pertes en taux de compression qui sont illustrées par une position de vannes du SG aux alentours de -15° (0 à -15°), et l'augmentation de la limite de pompage en fermant les vannes jusqu'à -60° quand le moteur fonctionne dans la zone à faible débit avec un taux de compression élevé.

1.4. Ecoulement dans les conduites courbées

L'écoulement dans les conduites courbées a fait l'objet de nombreuses études depuis plusieurs années. Les plus grandes parties des investigations étaient ciblées sur les écoulements laminaires le long des conduites courbées à section rectangulaires, carrées, ou circulaires.

Différentes études ont exploré l'écoulement dans les conduites courbées à sections rectangulaires, en commençant par Dean [89-91]. Ensuite d'autres études ont été menées sur ce sujet comme celles de Ghia et Sokhey [92], Masliyah [93], Hille et al [94], Thangam et Hur [95], Kao [96] et Mees [97].

De même d'autres auteurs se sont attachés à caractériser l'écoulement turbulent développé dans des conduites incurvées à section carrée (Humphrey [98], Taylor et al [99], Chang et al. [100] et Choi et al [101]).

D'autre part, différentes études ont cherché à expliquer le développement de l'écoulement dans les canaux courbés (Keller et al [102], Bottaro et al [103-104], et Guo et Finlay [105]).

D'autres études ont été ciblées sur l'écoulement pulsé (laminaire ou turbulent) vu l'intérêt pour la bio mécanique en comparant les écoulements sanguins intra-artériels à ceux générés par conduites courbés. (Lyne [106], Zalosh et Nelson [107], Bertelsen [108], Lin et Tarbell [109] et Berger et al. [110]).

Par contre les études concernant le cas d'un écoulement turbulent stationnaire développé le long d'un tube incurvé à section circulaire sont plus rares.

Le but de cette partie consiste donc à apporter des informations sur le comportement de l'écoulement le long d'une conduite courbée. Les études présentées seront classées par écoulement laminaire ou turbulent et aussi par section d'écoulement circulaire ou rectangulaire. Dans la suite de ce chapitre les définitions suivantes seront utilisées. **Un tuyau courbé** a une section circulaire, par contre **une conduite courbée** à une section carrée ou rectangulaire. Une conduite courbée à section rectangulaire ayant un rapport d'aspect (rapport hauteur sur largeur) très grand sera nommée **canal courbé**.

L'écoulement de Poiseuille (stationnaire) dans un tube courbé à été étudié depuis Dean [89-91] qui était le premier à prévoir l'existence des 2 cellules contrarotatives dans le cas d'un écoulement complètement développé d'un fluide newtonien. Ces deux cellules sont maintenant connues sous le nom de cellules de Dean. Il introduit aussi le nombre adimensionnel connu actuellement par le nombre de Dean :

$$Dn = Re \sqrt{\frac{D_{hyd}}{2r_c}} \quad (33)$$

Squire [111] montre que dans le cas d'un écoulement turbulent dans un coude, l'écoulement ne sera pas complètement développé avant un angle de courbure de 120°.

D'autres études expérimentales sur les tuyaux courbés ont été réalisées par Talbot et Wong [112], Olson et Snyder [113], Kluwick [114]. Ces études se sont centrées sur le développement de la couche limite et la collision du coté interne du coude.

Yang et Keller [115] montrent qu'une branche de 4 tourbillons apparaît à un certain débit. Par ailleurs Yanase et al [116] calculent la stabilité linéaire de la solution à deux cellules et celle à quatre cellules. Ils trouvent que la solution à deux cellules est stable, et que celle à quatre est instable pour les perturbations asymétriques.

En 1970, Rowe [117] mène une étude expérimentale et numérique caractérisant l'écoulement dans les coudes. Des mesures de pressions totales et d'angle de lacet relativement à l'axe du tuyau sont réalisées pour différentes géométries de coudes. Dans les différentes configurations, les coudes sont reliés à un tube droit suffisamment long et rugueux ($L = 69D$) pour assurer un profil complètement développé et axisymétrique à l'entrée des coudes.

Mais les résultats de Row [117] peuvent être remis en cause en raison de la sonde de mesure utilisée et de son éventuelle influence sur l'écoulement.

En 1982, Enayet [118] réalise une campagne de mesure LDA d'un écoulement laminaire et turbulent lors de son passage dans un coude à 90° de section de passage circulaire. Le rayon de courbure est égal à 2.8 fois le diamètre du coude ($r_c = 2,8D$). Les mesures ont été réalisées sur les sections de passage suivantes : à 0.58D en amont de l'entrée coude, à 30°, 60° et 75° le long du

coude et à 1D et 6D de la sortie du coude. Les tests sont réalisés pour $Re = 500$, $Re = 1093$ en laminaire et pour $Re = 43000$ en régime turbulent.

A l'entrée du coude la pression est plus grande du côté extérieur du coude et petite du côté intérieur. L'effet du gradient de pression dans la section de passage d'un coude a deux effets :

- A l'entrée du coude la couche limite du côté extérieur va subir l'effet d'un gradient de pression positif qui dans le cas d'un coude sévère pourra être suffisamment grand pour produire une séparation locale de la couche limite.
- Inversement la couche limite du côté intérieur est accélérée. L'inverse se produit à la sortie du coude où un gradient de pression local négatif apparaît lors de l'ajustement de l'écoulement aux conditions de pression uniforme en aval du coude.

Dans le cas de l'écoulement laminaire pour $v = 10,5$ mm/s et $Re = 500$, l'épaisseur de la couche limite est environ de $0,27 D$. Les autres contours de la vitesse axiale pour différentes sections le long du coude sont représentés en Figure I - 24. On remarque l'effet de l'écoulement secondaire qui déplace la région de vitesse maximale vers l'extérieur du coude. L'écoulement secondaire se développe graduellement : dans le plan à 30° le seul effet visible est l'épaississement de la couche limite du côté intérieur du coude. A 60° l'écoulement secondaire devient presque complètement développé comme représenté dans les distorsions des contours.

L'effet de doubler la vitesse moyenne, de $Re = 500$ à $Re = 1093$, est le suivant :

L'épaisseur de la couche limite est réduit de 15% jusqu'à $0,23 D$. La vitesse maximale dans le plan de 30° est déplacée du plan de symétrie vers le haut mais reste proche de la ligne centrale.

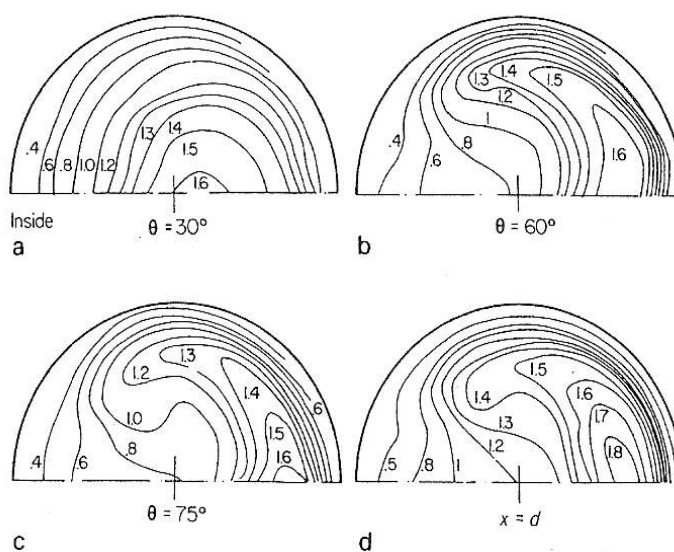


Figure I - 24 : contours de la vitesse moyenne U/U_B le long du coude avec $Re = 500$ [118]

Dans le cas de l'écoulement turbulent à $V = 0,92$ m/s et $Re = 43000$ la couche limite en entrée est turbulente. A l'entrée du coude le gradient de pression négatif du côté intérieur est presque le double du gradient de pression positif à la sortie du coude.

Ces gradients résultant du changement de l'écoulement droit en écoulement distordu disparaissent aux alentours de 25° . Pour la section intermédiaire entre 25° et 75° , une condition de quasi-équilibre est atteinte avec une pression presque uniforme entre l'intérieur et l'extérieur du coude. La transition en écoulement droit est signalée par l'existence d'un grand gradient (pour $\theta > 75^\circ$).

La chute de pression totale est de l'ordre de $0,3 \rho U_B^2$. Les contours de la vitesse axiale moyenne pour différentes sections le long du coude sont représentés dans la Figure I - 25 et ceux de l'intensité turbulente dans la Figure I - 26.

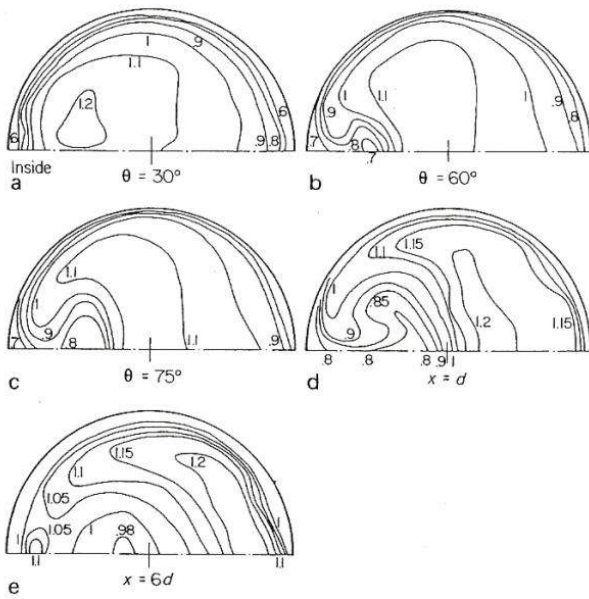


Figure I - 25: (a-c) contours de vitesse moyenne U/U_B dans le coude, (d-e) contours de vitesse moyenne U/U_B en sortie du coude, pour un $Re = 43000$ [118].

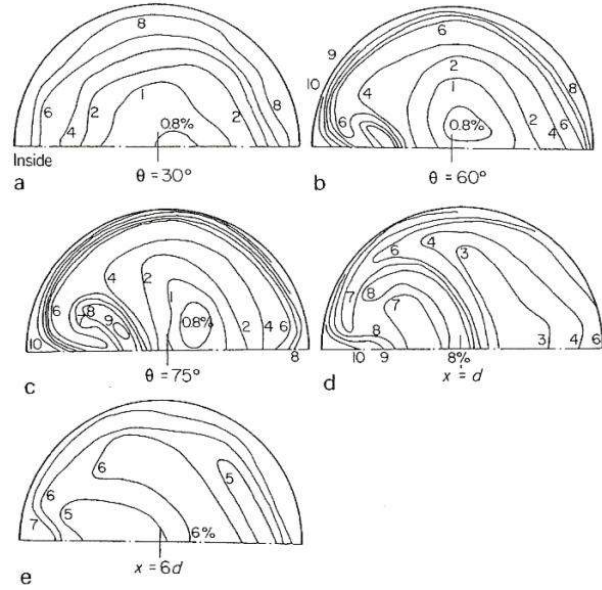


Figure I - 26: (a-c) contours d'intensité turbulente u'/U_B dans le coude, (d-e) contours d'intensité turbulente u'/U_B en sortie du coude, pour un $Re = 43000$. [118].

En 1986, Azzola et al [119] mènent une étude expérimentale et numérique sur le cas d'un écoulement turbulent développé le long d'un coude en U. Ils utilisent un système LDA pour mesurer les deux composantes de vitesses longitudinale et circonférentielle en plus des composantes du tenseur des contraintes de Reynolds. Les mesures LDA réalisées ne couvrent pas toute la section, et donc il n'est pas possible d'avoir une cartographie complète de la vitesse et du tenseur de Reynolds sur toute la section de l'écoulement.

Aussi en 1986 Bovendeerd et al [120] réalisent, lors d'une étude de l'écoulement stationnaire le long d'un coude, des mesures LDA sur différentes sections pour différents angles de courbures. (Rayon de courbure $a/R = 1/6$ pour un nombre de Dean $Dn = 286$). Le profil de vitesse stationnaire est parabolique avec $Re = 700$. Les deux profils axial et tangentiel sont mesurés (Figure I - 27, Figure I - 28 et Figure I - 29). Les résultats ne montrent pas de changement significatif de la vitesse axiale jusqu'à une distance $(\alpha R)^{0.5}$ de l'entrée du coude. La vitesse secondaire maximale est mesurée à $1,7 (\alpha R)^{0.5}$ de l'entrée du coude.

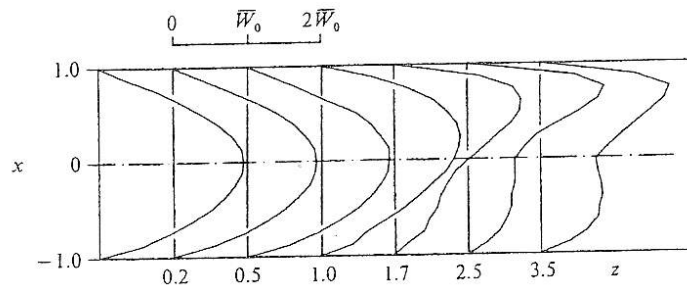


Figure I - 27 : développement de l'écoulement axial dans les plans de symétrie, $Re = 700$ [120]

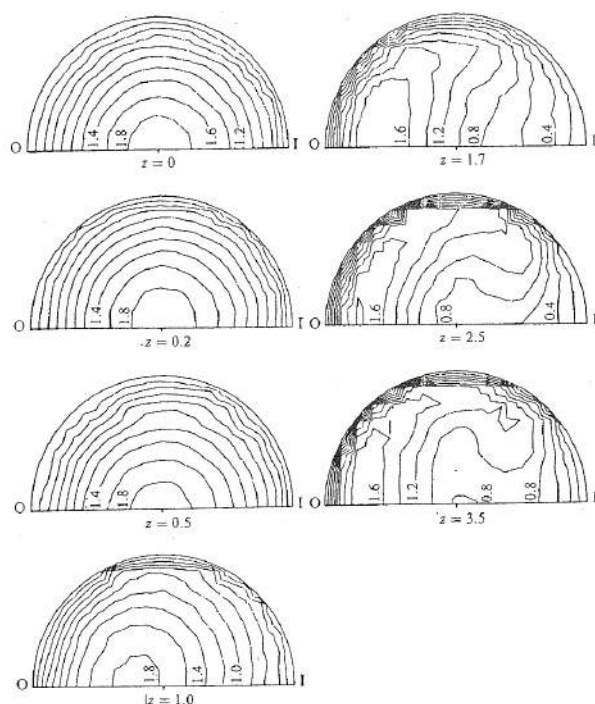


Figure I - 28 : contour de la vitesse axiale le long du coude $Re = 700$ [120]

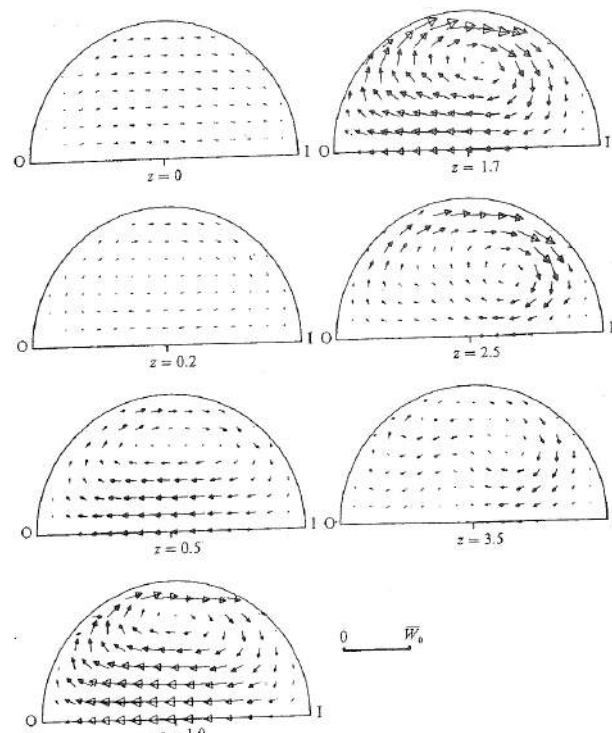


Figure I - 29 : développement de l'écoulement secondaire le long du coude $Re = 700$ [120]

Wendt et al [121-122] réalisent en 1996 une étude dont le but est de caractériser la forme de l'écoulement en sortie de différentes géométries et de tester l'effet de celles-ci sur les erreurs de mesure du débit. Pour cela ils réalisent des mesures LDA suivant différents diamètres dans une section de l'écoulement en aval des singularités afin de mesurer les profils de vitesses axiales et secondaires. La Figure I - 30 représente la bride conçue pour réaliser les mesures LDA. Les mesures sont réalisées pour un débit de $1750 \text{ m}^3/\text{h}$ correspondant à un nombre de Reynolds de $1,9 \times 10^5$.

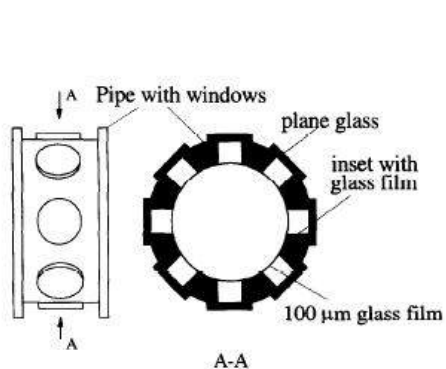


Figure I - 30 : bride pour mesure LDA [121-122]

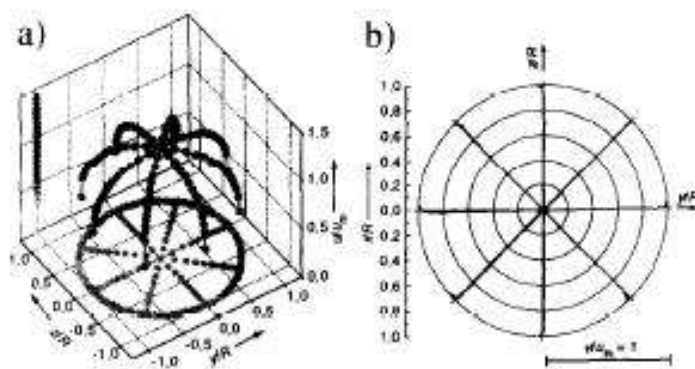


Figure I - 31: profil de vitesse axiale (a) et tangentielle (b) à une distance de $28D$ dans un tube droit. [121-122]

Le premier cas testé est celui d'un tube droit. Un profil de vitesse turbulente quasiment développé à été mesuré à une distance de $28 D$ de l'entrée, la distribution de la vitesse axiale suit le profil théorique attendu (Figure I - 31). D'autre part on ne voit aucune composante de la vitesse tangentielle (Figure I - 31). Cette configuration est notée comme idéale et les paramètres du profil de vitesse sont supposés non modifiés. Ce profil servira comme référence pour la comparaison avec les autres profils.

Les deux géométries de coude à 90° et de double Coude à 90° perpendiculaires sont aussi testées pour un nombre $Re = 190000$. La Figure I - 32 (a,b,c) présente les profils de vitesses axiale et secondaire à une distance de $2D$ et de $10D$ en sortie d'un coude à 90° . Le profil de l'écoulement

secondaire à 2D de la sortie montre la formation des deux cellules tourbillonnaires contra-rotatives. Ces structures semblent être dissipées ou d'amplitudes très faibles pour la section à 10D de la sortie. La Figure I - 32 (d,e,f) présente les profils de vitesses axiale et secondaire à une distance de 2D et de 10D en sortie du double coude à 90° perpendiculaire. Pour cette géométrie, un seul tourbillon semble se développer à la sortie. La mesure à une distance de 10D montre que cette structure tourbillonnaire est toujours présente à cette section. Ceci peut être expliqué par le fait que deux tourbillons contra-rotatifs génèrent une grande perte d'énergie dans les efforts de cisaillement et de frottement entre les deux structures de l'écoulement ce qui fait que cette énergie est presque complètement dissipée à 10D de la sortie. Ceci n'est pas vrai pour la géométrie présentant une structure mono-tourbillonnaire à la sortie. Dans ce cas, les dissipations de l'énergie sont moins importantes et la structure reste bien présente même après une distance de 10 D de la sortie.

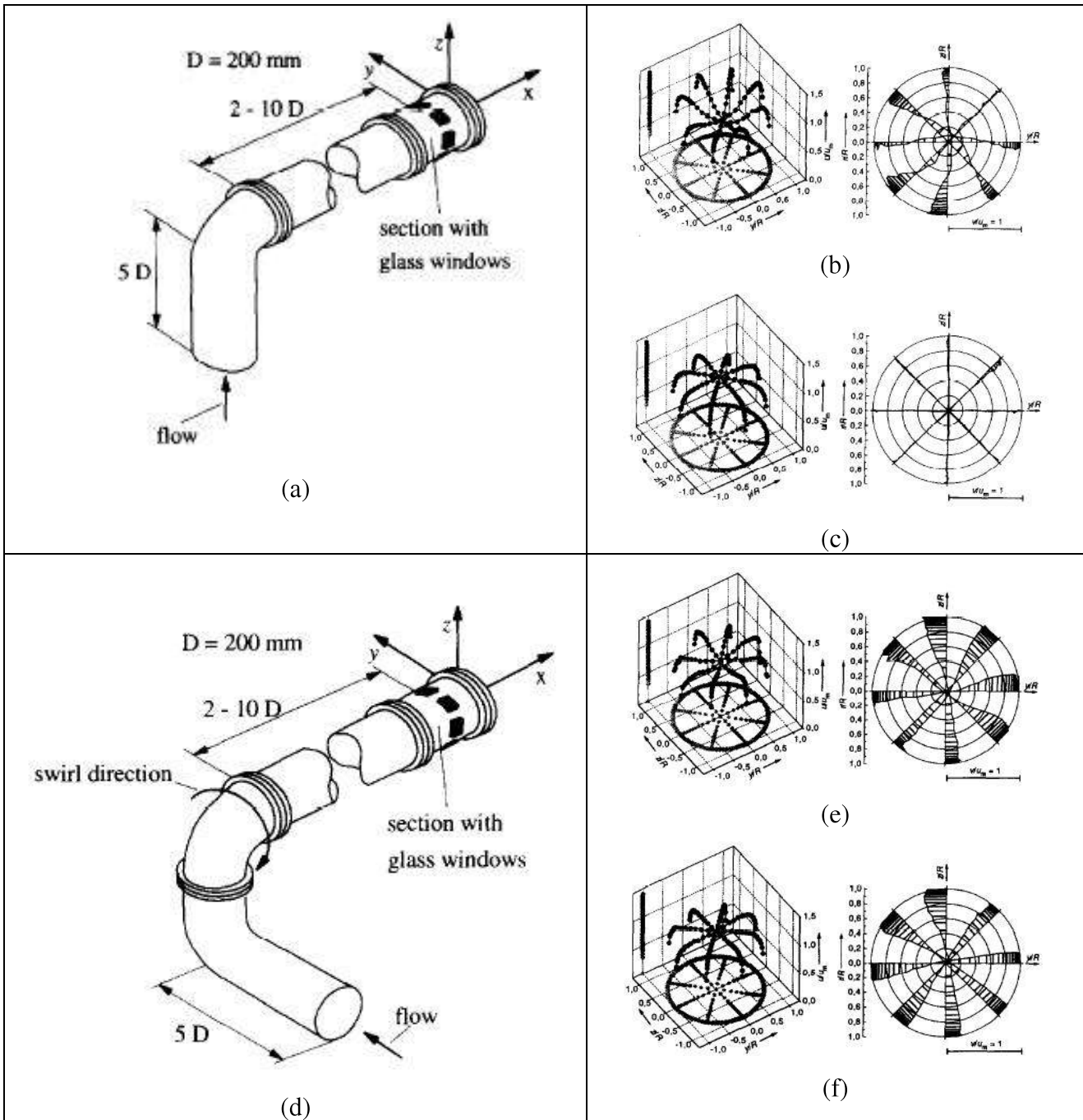


Figure I - 32: (a) mesure en sortie d'un coude 90°, (b) profil de vitesse axiale et secondaire à 2D de la sortie coude, (c) profil de vitesse axiale et secondaire à 10D de la sortie du coude, (d) mesure en sortie d'un double coude 90° perpendiculaire, (e) profil des vitesses axiale et secondaire à 2D de la sortie du double coude, (f) profil des vitesses axiale et secondaire à 10D de la sortie du double coude [121,122]

En 1997 Choi et al [124] mènent une étude numérique centrée sur le même cas que Azzola et retrouve des conclusions similaires.

Un an après, Brücker [125] publie une étude sur l'effet de permutation des tourbillons de l'écoulement secondaire en sortie d'un coude de 90° (swirl switching effect). Afin de pouvoir capturer les phénomènes instationnaires de l'écoulement secondaire, Brücker utilise la technique de corrélation temporelle en DPIV (Digital-Partical-Image-Velocimetry). Pour leur expérience, un coude 90° transparent ayant un rapport de courbure $R/D = 1$ a été choisi. Les tests sont réalisés à $Re = 2000$ et $Re = 5000$.

Brücker montre sur 50 secondes la reconstruction spatio-temporelle de l'évolution de la vorticité dans le sens de l'écoulement à $x/D = 0$ et $x/D = 1,5$ avec des contours d'iso-vorticité (voir Figure I - 33).

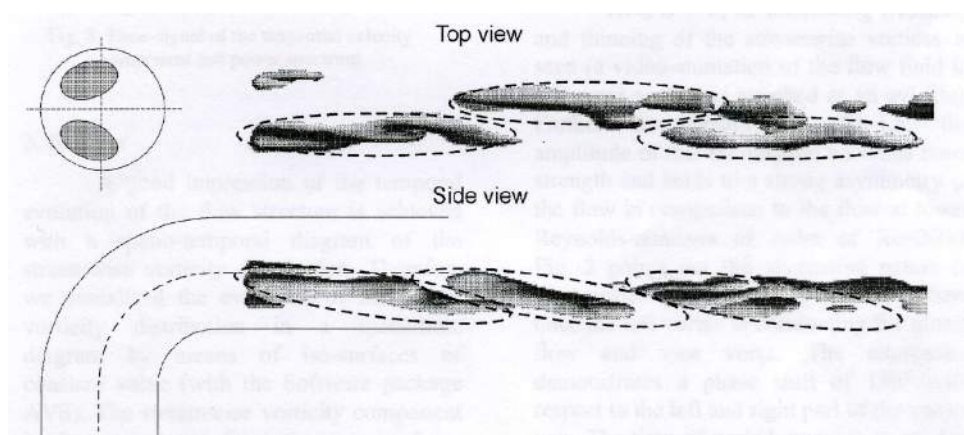


Figure I - 33: reconstruction spatio-temporelle de l'évolution de la vorticité dans le sens de l'écoulement (streamwise vorticity)   $x/D = 1,5$ [125]

Il montre aussi l'évolution temporelle de la vitesse tangentielle dans la section $x/D = 1,5$ du coté de la paroi interne du coude ($y/D = -0,35$ et $z/D = 0$). De même il montre le spectre de ce signal en fonction du nombre de Strouhal défini avec la vitesse axiale moyenne et le diamètre de la conduite.

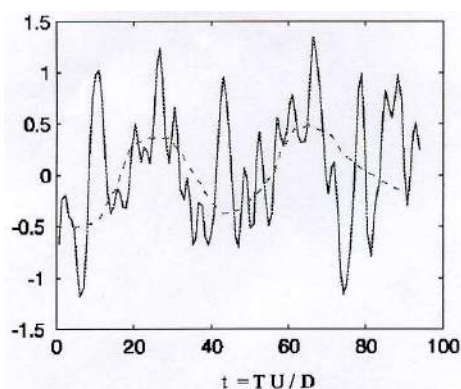


Figure I-34:  volution temporelle de la vitesse tangentielle [125]

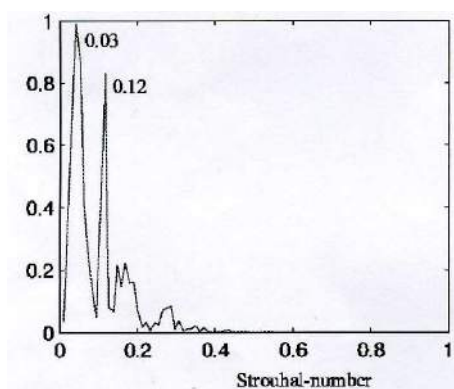


Figure I - 35 : spectre de la vitesse tangentielle [125]

La Figure I-34 révèle des larges fluctuations de la vitesse tangentielle qui varient entre des valeurs positives et des valeurs négatives.

La Figure I - 35 montre deux échelles de temps différentes correspondant à cette rotation de l'écoulement secondaire. Un pic important apparaît pour un nombre de Strouhal de 0,03 ce qui reflète une variation d'une très basse fréquence. Aussi une fluctuation quasi périodique apparaît pour un nombre de Strouhal de 0,1.

D'après Brücker [125], les raisons de cette rotation ne sont pas encore claires. Une instabilité est responsable de l'augmentation en puissance et en grandeurs des tourbillons. Si cela arrive, ce tourbillon se déplace du côté intérieur de la courbure tout en poussant le deuxième tourbillon contra-rotatif vers l'extérieur (Figure I - 36).

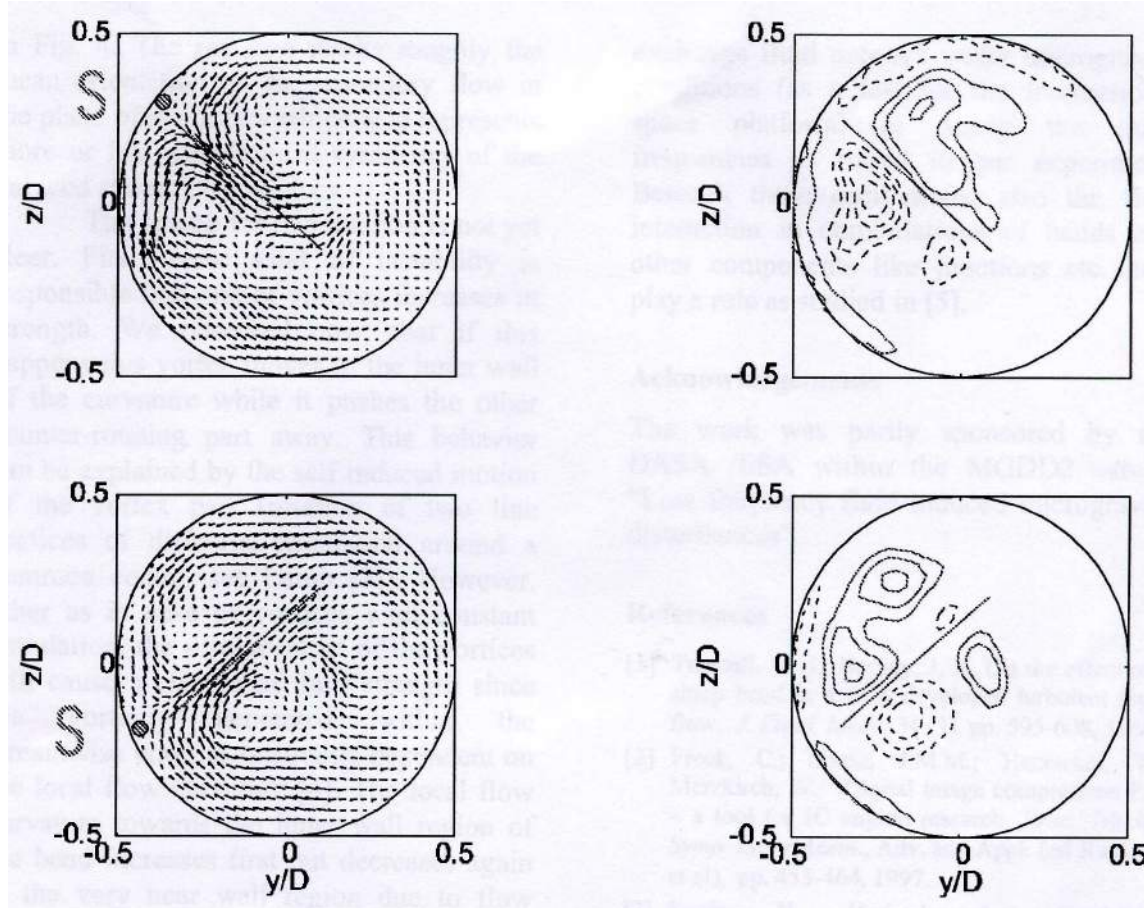


Figure I - 36 : champ de vitesse et contour de vorticité dans la section à $x/D = 1,5$ pour deux moments du cycle de permutation des tourbillons [125]

En 2003, Müller et al [126] reprennent l'étude de Wendt et al [121] tout en utilisant une méthode de mesure plus rapide et plus efficace afin de comprendre la structure de l'écoulement à la sortie des mêmes singularités. La nouvelle technique utilisée est la DGV (Doppler Global Velocimetry). Ces résultats présentés à la Figure I - 37, montrent la rotation globale de l'écoulement secondaire qui se forme en sortie du double coude perpendiculaire.

Récemment en 2007, Gun Hyee et al [127] présentent, dans une étude, des mesures par fil chaud pour déterminer le profil des vitesses et du tenseur des contraintes de Reynolds pour différentes sections de l'écoulement le long d'un écoulement turbulent développé dans un tube circulaire en U (Figure I - 38). Les tubes sont en plexiglas. La partie incurvée est formée par deux demi-parties symétriques usinées en plexiglas.

Les mesures sont réalisées pour un Re similaire à Azzola en 1986, $Re = 57400$. Le nombre de Reynolds est basé sur la vitesse moyenne de l'écoulement. Le nombre de Dean est $De = 31300$. La Figure I - 39 représente le développement de l'écoulement secondaire à travers le passage dans le coude à 180° .

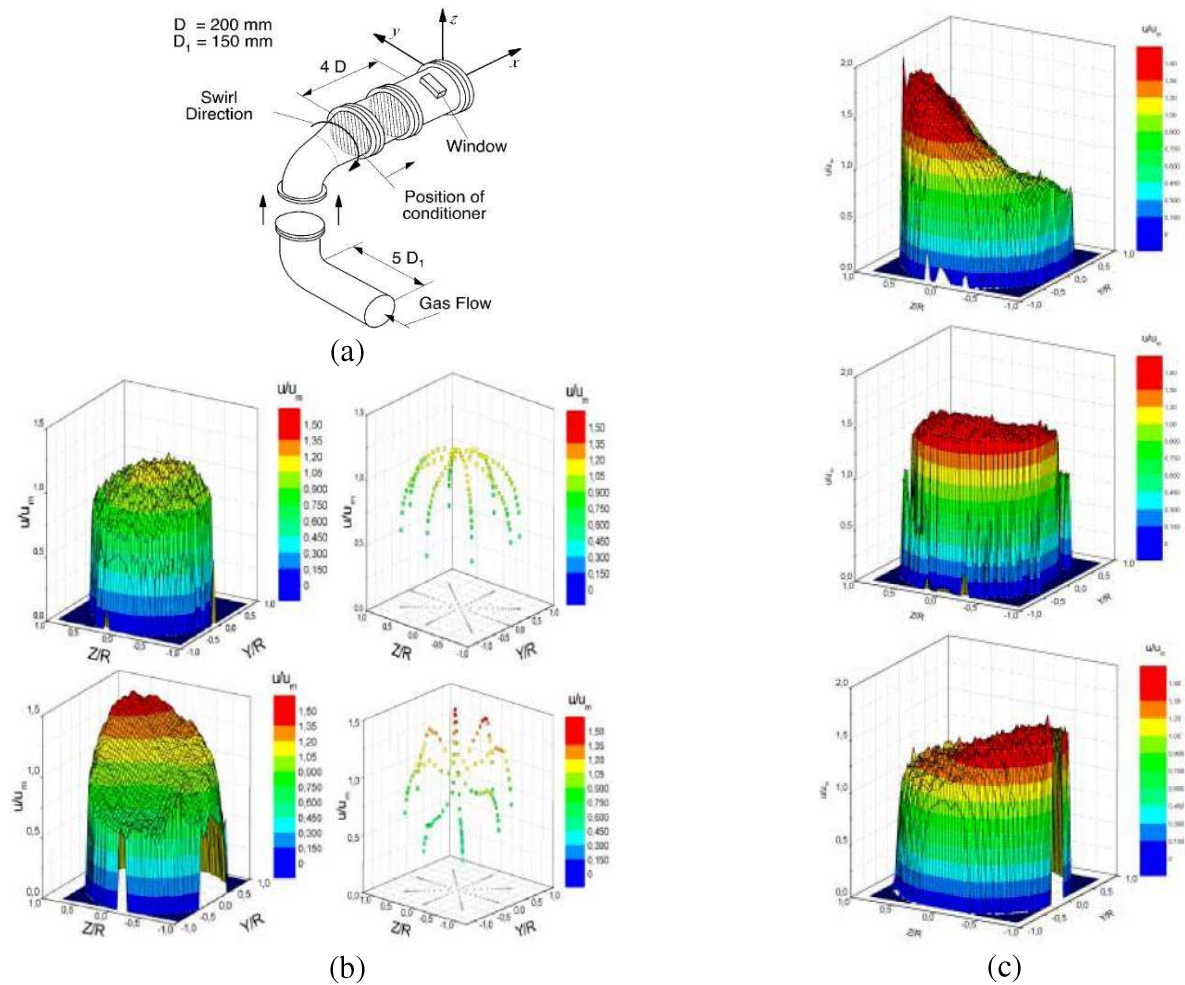


Figure I - 37 : (a) Configuration du double coude testée, (b) mesure de champ vitesse en Doppler Global Velocimetry et LDA en présence d'un stabilisateur d'écoulement à nid d'abeilles, (c) Sans présence d'un stabilisateur d'écoulement et pour les distances à $1D$, $3D$ et $4D$ en sortie du double coude [126]

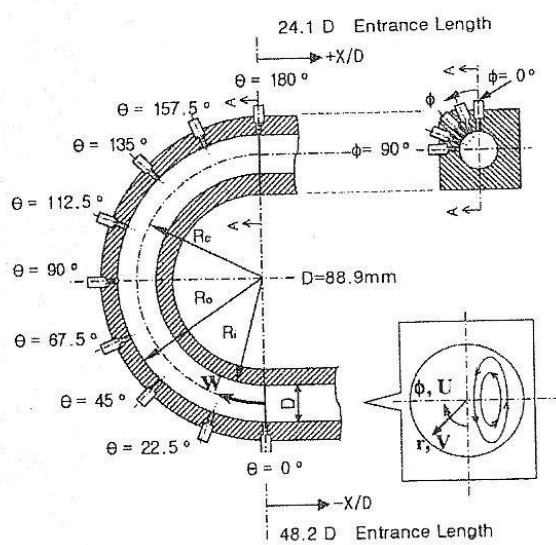


Figure I - 38 : configuration de mesure et coordonnées utilisées [127]

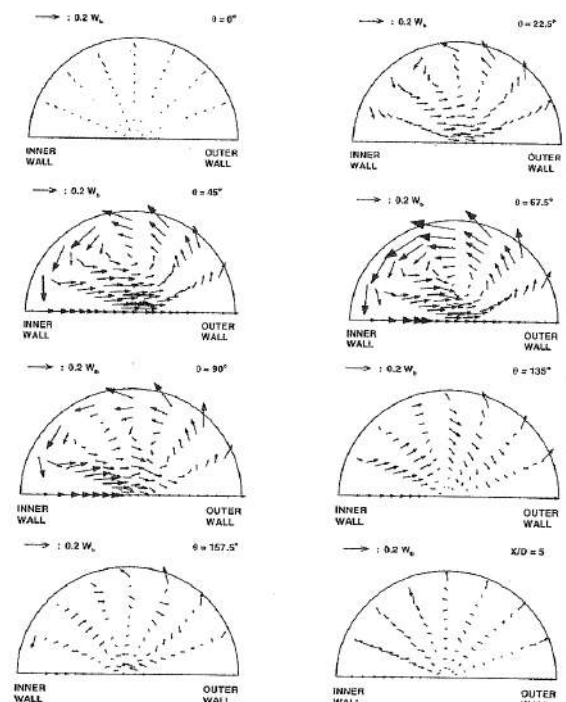


Figure I - 39 : développement de l'écoulement secondaire le long d'un coude de 180° [127]

En comparant les profils de vitesse moyenne longitudinale et circonférentielle (le long du rayon $\varphi = 90^\circ$) avec celle d'Azolla et al [119], un bon accord est trouvé entre les deux résultats.

Les profils de l'intensité de turbulence relatifs à la vitesse longitudinale et circonférentielle sont aussi en bon accord avec les résultats d'Azolla sauf pour l'angle $\theta = 90^\circ$.

Tout au long du début du coude les deux profils de l'intensité turbulente relative à la vitesse longitudinale et circonférentielle ont leur maximum du côté de la paroi et ils diminuent graduellement en s'éloignant de la paroi. Par contre après $\theta = 90^\circ$, le profil de l'intensité de turbulence présente un maximum local dans la région du centre du coude. Ceci peut être expliqué par l'effondrement des deux tourbillons contra-rotatifs en deux cellules.

Les résultats montrent aussi le changement du profil de la vitesse longitudinale pour les différentes sections le long du coude en U. Le profil mesuré à l'entrée ($\theta = 0^\circ$), est différent de celui d'un écoulement complètement développé.

L'analyse bibliographique des écoulements dans les conduites courbées a permis de présenter plusieurs résultats et méthodologies de mesures relatifs à des cas relativement proches de la problématique de cette thèse (configuration géométrique et nombre de Reynolds de l'écoulement). La majorité de ces études est ciblée sur l'évolution de l'écoulement lors de son passage à travers la section courbée et dans la conduite en aval de la courbure. Les profils de l'écoulement secondaire et principal sont les principales caractéristiques étudiées. La majorité de ces études s'est intéressée à un coude à 90° et un petit nombre à la configuration d'un double coude perpendiculaire ; la géométrie à double coude coplanaire est presque inexistante dans ces études. Finalement cette étude a été très importante d'un côté pour la compréhension globale du comportement de l'écoulement et d'un autre côté pour l'adaptation de la technique de mesure et son éventuelle influence sur la mesure. Par la suite l'analyse bibliographique concerne les transferts thermiques dans les turbocompresseurs, ce qui constitue la deuxième problématique de cette thèse.

1.5. Influence du transfert thermique sur le comportement du turbocompresseur

Les transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur de suralimentation sont des sujets importants et ont déjà fait l'objet de plusieurs études depuis une trentaine d'année. C'est en 1984 que Rautenberg et al [128-129] présentent une analyse détaillée de l'effet des transferts thermiques sur le fonctionnement d'un turbocompresseur. Les auteurs montrent que le rendement non adiabatique de la turbine calculé à partir des températures en entrée et en sortie est largement plus grand que le rendement adiabatique et ils montrent aussi des zones où le rendement non adiabatique peut être supérieur à 100%. Aussi ils proposent une méthode afin d'estimer les rendements adiabatique (pour le compresseur et la turbine) d'après les mesures à chaud non adiabatiques.

Plus récemment, en 2003 Chapman et al [130] mènent une étude numérique et expérimentale de l'effet des transferts thermiques sur les performances d'un turbocompresseur refroidi à l'eau.

Dans leurs résultats, les auteurs avancent qu'il n'y a pas de transferts thermiques directs par conduction entre la turbine et le compresseur, l'eau et l'huile agissant comme barrière thermique. Par la suite, d'après les mesures expérimentales et les résultats numériques, les auteurs calculent tous les transferts thermiques et proposent deux nouvelles formulations pour estimer le rendement isentropique d'une turbine et d'un compresseur pour des transformations non-adiabatiques.

$$\eta_{C,is} = \frac{\left(\frac{p_{C,out-t}}{p_{C,in-t}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\left(\frac{T_{C,out-t}}{T_{C,in-t}} \right) + \frac{\dot{Q}_C}{T_{C,in-t} \times \dot{m}_C \times C_p}} \quad (34)$$

$$\eta_{T,is} = \frac{\left(\frac{T_{T,out_t}}{T_{T,in_t}} \right) + \frac{\dot{Q}_T}{T_{T,in_t} \times \dot{m}_T \times C_p}}{\left(\frac{p_{T,out_t}}{p_{T,in_t}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1} \quad (35)$$

Malgré l'importance de cette étude et du couplage expérimental-numérique, celle-ci néglige de prendre en compte quelques puissances. Par exemple, l'énergie transférée à l'huile par frottement au niveau des paliers n'est pas prise en compte. Celle-ci peut représenter une part importante de la puissance dissipée dans l'huile et peut être mesurée par un bilan énergétique global. De même aucune application des estimations des transferts thermiques sur les performances du turbocompresseur n'a été présentée comme par exemple le calcul des températures de sortie compresseur et turbine.

Toujours en 2003, Bohn et al [131-132] réalisent une étude expérimentale et numérique afin de pouvoir décrire et modéliser les transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur.

La Figure I - 40 présente la distribution des différents flux de transferts thermiques tout en ayant divisé le turbocompresseur en trois parties principales : turbine, corps central et compresseur.

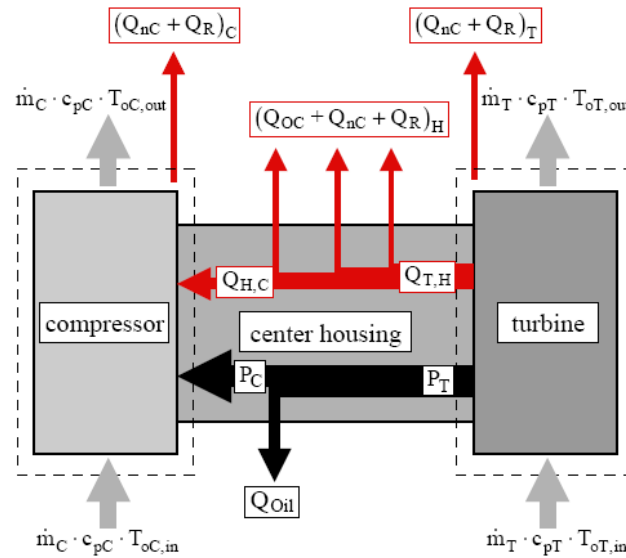


Figure I - 40 : modélisation du transfert thermique [131-132]

Des mesures ont été réalisées afin d'acquies les conditions aux limites nécessaires pour le calcul et la simulation des transferts thermiques. Pour cela huit points de mesure par thermocouples ont été installés au niveau du corps de la turbine et du corps du compresseur. En plus, des mesures de paroi avec une caméra thermique ont été réalisées. Les mesures de la caméra ont été ajustées à l'aide des capteurs résistifs tout en considérant une émissivité constante par zone d'acquisition.

Suite aux mesures expérimentales, un calcul 3D a été réalisé en couplant directement l'étude de l'écoulement et l'étude des transferts thermiques dans le corps du compresseur. Une méthode de volumes finis implicite combinée à une technique multi-bloc a été utilisée tout en divisant le domaine physique en différents blocs afin de différencier les zones représentant l'écoulement de celles représentant la structure (voir Figure I - 41). Un profil de la température de surface est présenté à la Figure I - 42.

Dans cette étude, les auteurs montrent aussi le profil de température sur une section longitudinale du modèle qui présente les différents flux thermiques de la turbine à travers le corps central et vers le compresseur. Aussi afin d'évaluer le transfert thermique entre l'écoulement et la structure (carter, aubage et axe de la roue), le flux de transfert thermique a été calculé sur 60 plans depuis l'entrée du compresseur jusqu'à la sortie du diffuseur (voir Figure I - 41 - Figure I - 43).

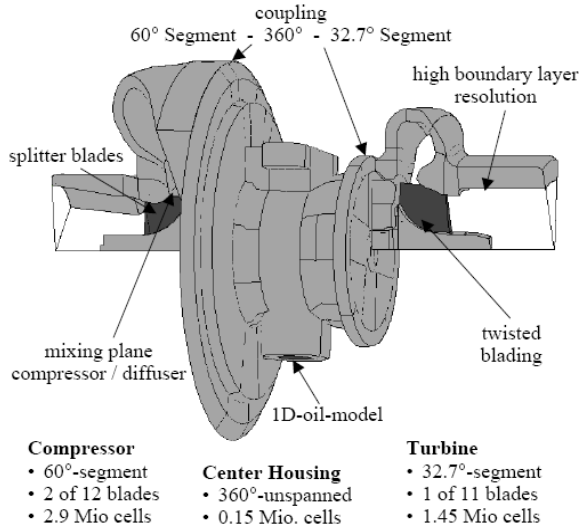


Figure I - 41 : calcul du transfert thermique par volume fini [131-132]

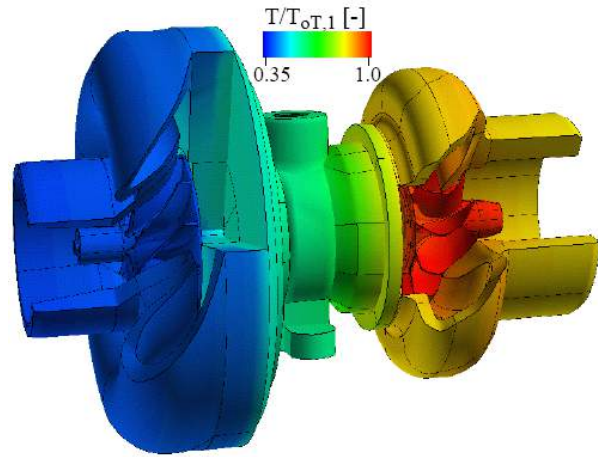
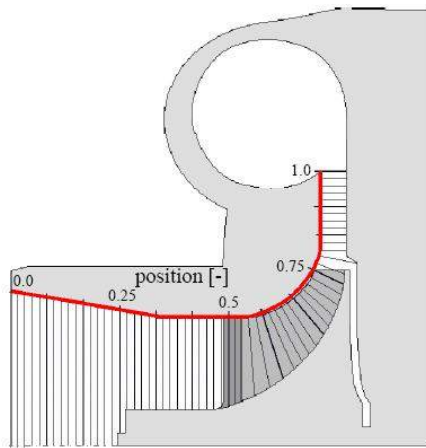
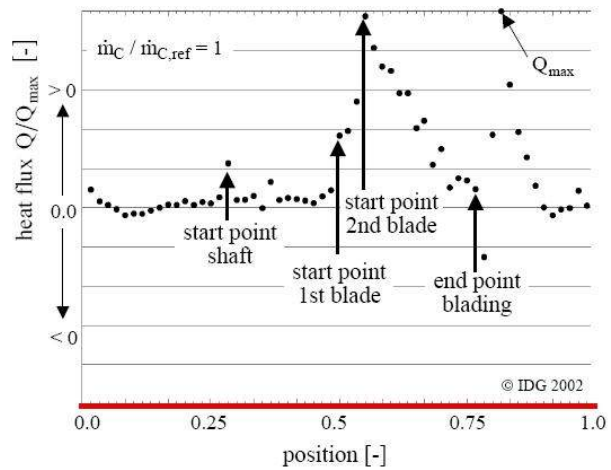


Figure I - 42 : profil de la température de surface [131-132]

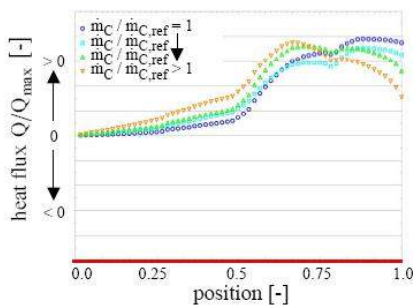


(a)

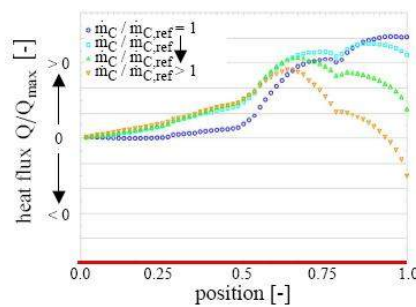


(b)

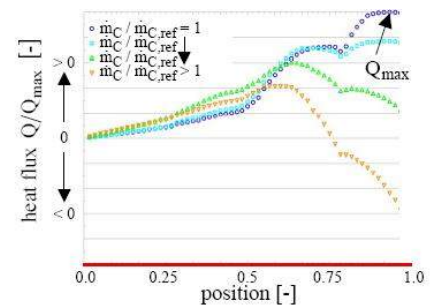
Figure I - 43 : (a) positionnement des plans de calcul du flux thermique au sein du compresseur
(b) flux thermique paroi \leftrightarrow fluide pour $\dot{m}_C / \dot{m}_{C,ref} = 1$ et $T_{T,in_t} / T_{ref_t} = 1$ [131-132]



(a)



(b)



(c)

Figure I - 44 : flux thermique paroi \leftrightarrow fluide, (a) $T_{T,in_t} / T_{ref_t} < 1$, (b) $T_{T,in_t} / T_{ref_t} = 1$, (c) $T_{T,in_t} / T_{ref_t} > 1$ [131-132]

Ces résultats montrent que dans la première partie du passage à travers le compresseur le transfert thermique est dirigé des parois solides vers l'écoulement. Cependant dans certaines conditions l'écoulement au niveau du diffuseur est déjà plus chaud que les parois (après compression) et donc un transfert thermique inversé de l'écoulement vers les parois a lieu. Ce phénomène est de plus en plus important avec l'augmentation du débit. Pour cette étude la température maximale testée en entrée turbine est de 200°C. Pour cela ces résultats sont à prendre avec précaution et dans la limite des conditions utilisées. Pour une température en entrée turbine plus élevée la température des parois du compresseur sera probablement plus élevée que la température de l'écoulement après compression et par conséquent l'inversion des transferts thermiques n'apparaîtra peut-être pas.

Yamagata et al [133] présentent en 2006 une analyse thermique similaire à celle de Bohn [131-132] mais visant seulement les transferts thermiques au niveau de la roue compresseur. Leur étude comporte une partie expérimentale afin d'avoir les conditions aux limites thermiques nécessaires à la modélisation (voir figure I-45).

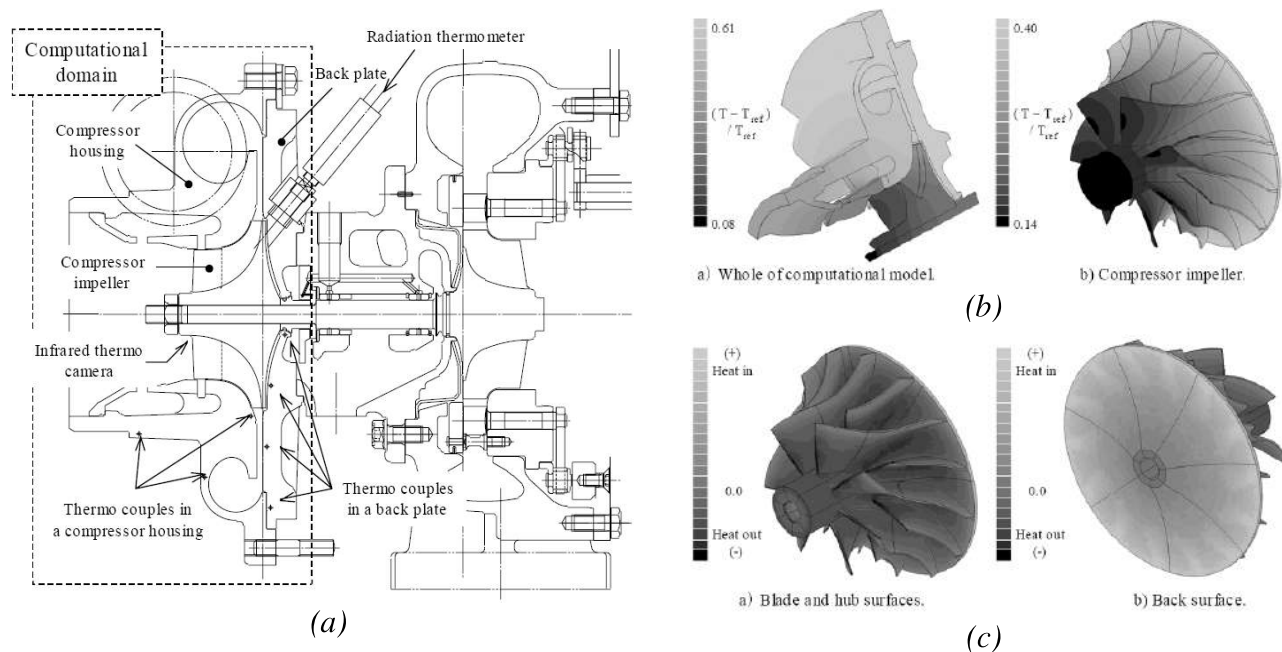


Figure I - 45 : (a) configuration expérimentale [133], (b)] profil normalisé de la température par CHT [133], (c) répartition des flux thermiques sur le rotor [133]

Les résultats montrent un flux positif du côté arrière de la roue, et un flux négatif dans la zone des surfaces d'aubes et du moyeu. Un transfert thermique du rotor vers l'air s'établit ensuite par les parois des canaux inter-aubes.

Les résultats montrent aussi que les températures de l'atmosphère et de l'entourage, ainsi que celles de l'axe de la turbomachine, influent très peu sur la température de la roue. Ce n'est pas le cas de la température du plateau arrière compresseur.

Yamagata et al [133] montrent aussi que la température de différents composants du compresseur (plateau arrière, arrière de la roue et moyeu de la roue) varie de manière linéaire avec la température de sortie du compresseur et que l'effet de la température d'air d'entrée de la turbine est relativement faible.

En 2006 Shaaban et Seume [134] présentent une analyse de performance d'un turbocompresseur en fonctionnement non adiabatique. Tout au début de l'étude ils commencent par expliquer que les rendements turbines mesurés directement d'après les températures d'air à l'entrée et à la sortie donnent des rendements largement plus élevés que les rendements obtenus avec la méthode

standard (voir paragraphe I.1.2). Ce décalage est dû à la grande quantité de pertes thermiques du côté de la turbine. Ils analysent ensuite l'effet de ces pertes thermiques sur le fonctionnement du compresseur tout en modélisant les transferts thermiques lors du passage dans le compresseur. Dans leur modèle, ils prennent comme hypothèse que la compression est adiabatique dans la roue (Hagelstein et al. [135]). Ils divisent la quantité du transfert thermique en deux parties : la première est à pression constante avant l'entrée dans la roue, et la deuxième en sortie de la roue est également à pression constante (Voir Figure I - 46).

Suite à ce modèle de transferts thermiques, ils définissent trois différents rendements pour le compresseur.

- Le rendement adiabatique

$$\eta_{C,adi} = \frac{\Delta h_{C,is}}{\Delta h_{C,adi}} = \frac{\Delta h_{C^*,is}}{\Delta h_{C^*,adi}} \quad (36)$$

- Le rendement non adiabatique = diabatique

$$\eta_{C,mes} = \frac{\Delta h_{C,is}}{\Delta h_{C,mes}} \quad (37)$$

- Le rendement thermique

$$\eta_{C,heat} = \frac{\Delta h_{C,is}}{\Delta h_{C^*,adi}} \quad (38)$$

N.B : Notation de l'auteur : heat = transfert thermique

La quantité $\Delta h_{C^*,adi}$ représente le travail aérodynamique réel du compresseur lors d'une évolution non adiabatique.

Ils expliquent aussi que le rendement adiabatique formulé représente le rendement apparent du compresseur pour des conditions de fonctionnement non adiabatiques. Ils ajoutent que le rendement thermique doit être utilisé pour estimer le travail réel du compresseur dans les cas où celui-ci est exposé à des transferts thermiques.

De la même manière que pour le compresseur, ils modélisent les transferts au niveau de la turbine.

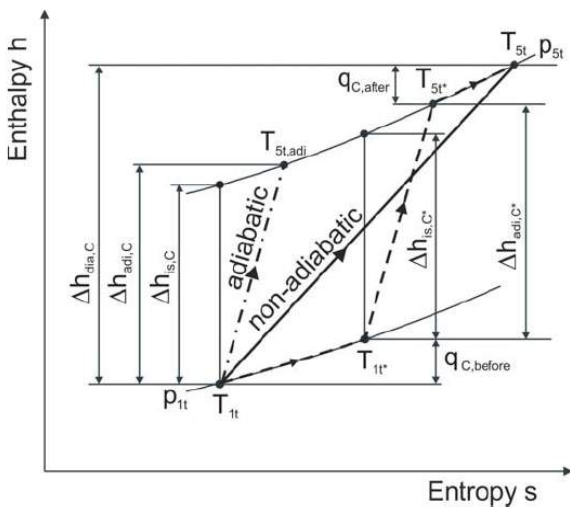


Figure I - 46 : diagramme h-s de la compression adiabatique et non-adiabatique dans un compresseur [134]

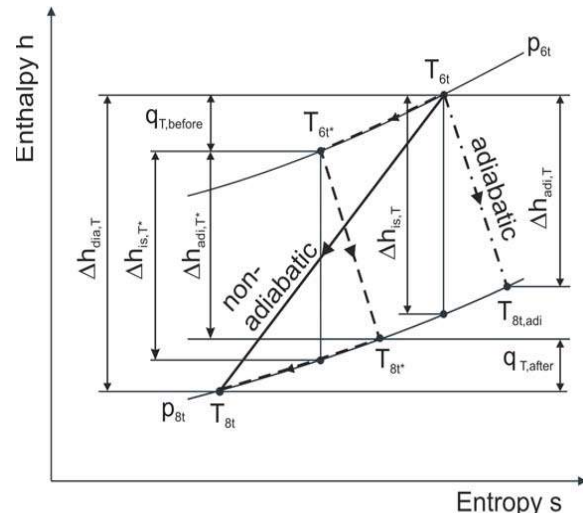


Figure I - 47 : diagramme h-s de la détente adiabatique et non-adiabatique dans une turbine [134]

Dans la suite Shaban et Seume [134] modélisent la quantité de chaleur transférée à l'entrée du compresseur et ils définissent le nombre d'échauffement du compresseur par :

$$\zeta_{C,h} = \frac{q_C}{C_{p,air} T_{C,in-t}} \quad (39)$$

N.B : Notation de l'auteur : q_C = quantité de chaleur

Ils définissent le rapport du rendement thermique sur le rendement adiabatique sous la forme suivante :

$$\frac{\eta_{C,heat}}{\eta_{C,adi}} = \frac{1}{1 + K_{C,before} \zeta_{C,h}} \quad (40)$$

Avec q_C la quantité totale de chaleur transférée le long du passage à travers le compresseur et $K_{C,before}$ étant la proportion de la quantité de chaleur transférée à l'entrée du compresseur. Ils présentent aussi l'évolution du rapport du rendement d'échauffement sur le rendement adiabatique en fonction du nombre d'échauffement du compresseur et de la proportion de transfert en amont de la roue. La même démarche est aussi adoptée du coté de la turbine avec :

$$\frac{\eta_{T,heat}}{\eta_{T,adi}} = 1 - K_{T,before} \zeta_{T,h} \quad (41)$$

$$\text{Avec } \zeta_{T,h} = \frac{q_T}{C_{p,exh} T_{T,in}} \quad (42)$$

Dans la suite de l'étude, les auteurs présentent l'effet des transferts thermiques sur les rendements mesurés du compresseur et de la turbine. Pour cela les auteurs développent l'équation du rapport entre le rendement adiabatique et le rendement diabatique.

L'équation finale est :

$$\frac{\eta_{C,dia}}{\eta_{C,adi}} = \left(\frac{1}{1 + K_{C,before} \zeta_{C,h}} \right) \cdot \left(1 + \frac{\zeta_{C,h}}{\kappa_{air} - 1} \cdot \frac{1}{Mu_2^2} \cdot \frac{1}{\mu \left(1 - \frac{\Phi_2}{\tan \beta_{2,b}} \right)} \right)^{-1} \quad (43)$$

Cette équation montre que l'écart entre le rendement du compresseur non adiabatique mesuré et le rendement adiabatique mesuré dépend des facteurs suivants (d'après la notation de l'auteur):

1. nombre d'échauffement du compresseur $\zeta_{C,h}$
2. nombre de Mach au périphérique de la roue Mu_2
3. coefficient de débit de la roue Φ_2
4. proportion de quantité de chaleur transférée en amont de la roue $K_{C,before}$
5. facteur de glissement μ
6. angle d'aube à la sortie de la roue $\beta_{2,b}$
7. rapport des chaleurs spécifiques de l'air κ_{air}

Ces facteurs affectent aussi le produit mesuré du rendement turbine total à statique et du rendement mécanique.

Pour cela Shaaban et Seume [134], présentent aussi l'effet de chacun de ces paramètres séparément et qui seront résumé ci-dessous :

- Nombre d'échauffement du compresseur : $(\zeta_{c,h} = \frac{q_c}{Cp_{air} T_{c,in_t}})$

Le nombre d'échauffement du compresseur est un nombre qui présente la quantité de transfert thermique vers le compresseur. L'augmentation des transferts thermiques vers le compresseur augmente le nombre d'échauffement du compresseur et par conséquent diminue l'efficacité non-adiabatique du compresseur. Cet effet est très significatif au faible nombre de Mach périphérique de compresseur (basse vitesse de rotation) car le travail aérodynamique du compresseur diminue avec le nombre de Mach périphérique.

- Le nombre de Mach périphérique du compresseur est un des plus importants paramètres affectant la non-adiabaticité du turbocompresseur. Ceci peut être visible d'après l'équation (41).
- L'augmentation du coefficient du débit de roue est toujours associée à une diminution du travail aérodynamique du compresseur. Ceci cause une augmentation de la quantité spécifique de transferts thermiques au compresseur comparé au travail aérodynamique.
- La fraction de la chaleur transférée avant la roue n'influence que modérément l'efficacité non-adiabatique du compresseur.
- Le facteur de glissement affecte directement le travail aérodynamique du compresseur.

En 2007, Cormerais et al [136-138] présentent une large étude expérimentale et numérique concernant les transferts thermiques et leurs influences au sein d'un turbocompresseur de suralimentation. Afin de caractériser au mieux les transferts thermiques, les auteurs présentent trois modes de test du turbocompresseur :

- Mode adiabatique isolé : durant cet essai le turbocompresseur est isolé de l'air ambiant afin de limiter les transferts thermiques vers l'extérieur. Aussi la température en entrée turbine est régulée de manière à ce que la température moyenne aux bornes de la turbine soit égale à celle aux bornes du compresseur. Pour ce mode de fonctionnement les transferts thermiques résiduels sont négligés et les fonctionnements de la turbine et du compresseur sont supposés adiabatiques.
- Mode non-adiabatique et isolé : d'après Cormerais [136-138], ces essais permettent de caractériser les transferts thermiques au sein du turbocompresseur en fonction des paramètres influents. Pour ces essais quatre températures d'entrée turbine sont testées (200°C, 300°C, 400°C et 500°C).
- Mode non-adiabatique et non-isolé : pour ce mode de fonctionnement tous les transferts thermiques sont présents. De même quatre températures d'entrée turbine ont été testées (200°C, 300°C, 400°C et 500°C).

Afin d'analyser les résultats de mesure thermique et de les modéliser les auteurs présentent un schéma des puissances échangées au sein d'un turbocompresseur dans une configuration réelle (Figure I - 48).

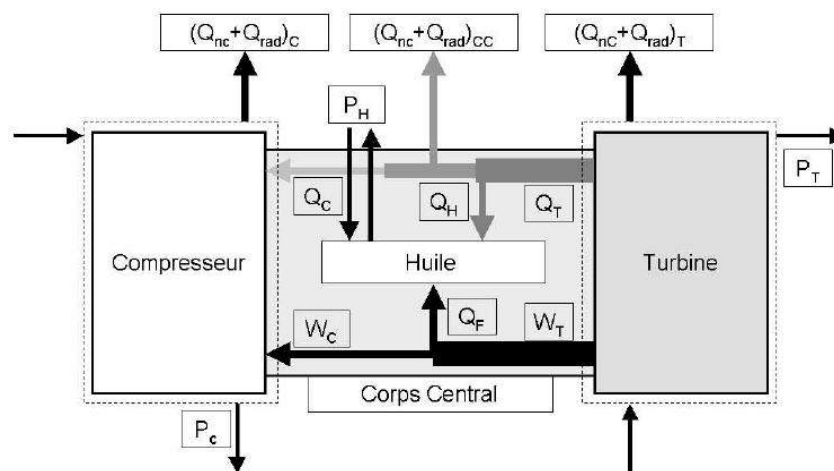


Figure I - 48 : représentation des puissances échangées au sein d'un turbocompresseur [136-138]

Cormerais et al [136] [137] [138] calculent le rendement isentropique du compresseur tout en utilisant les résultats des mesures en mode adiabatique et isolé. Par la suite les auteurs supposent que ce rendement est indépendant des transferts thermiques et de la température en entrée turbine et donc sera utilisé dans le calcul du transfert thermique pour les deux autres modes de fonctionnement.

Pour les essais en mode non-adiabatique et isolé, les auteurs affichent la différence entre les températures d'entrée et de sortie du compresseur en fonction du débit réduit du compresseur et des différentes températures en entrée turbine (200, 300, 400, et 500°C). Ces comparaisons sont réalisées pour trois isovitesses périphériques corrigées : (230, 310, et 370 m/s).

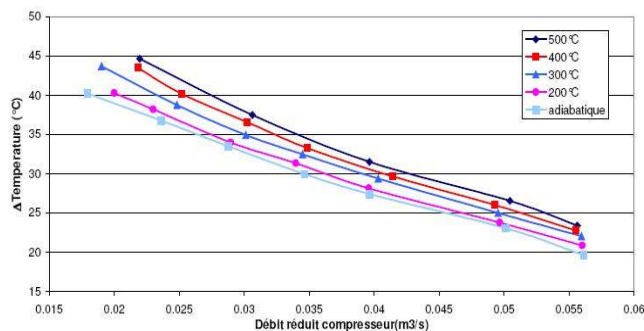


Figure I - 49 : différence de température compresseur
 $U_c = 230$ m/s [136-138]

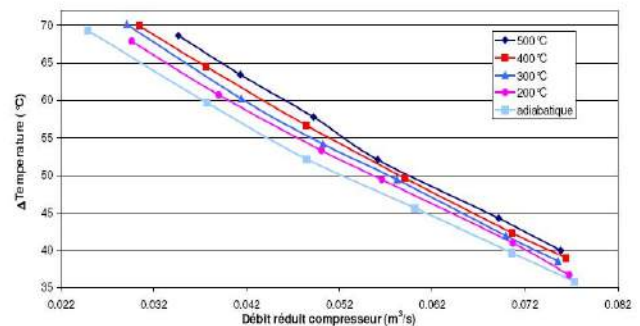


Figure I - 50 : différence de température compresseur
 $U_c = 310$ m/s [136-138]

La Figure I - 49 et la Figure I - 50 montrent que la différence de température entrée sortie compresseur s'accroît quand la température en entrée turbine augmente pour un débit réduit fixé. Aussi, cette différence diminue quand le débit réduit augmente et la vitesse de rotation diminue. Les auteurs expliquent cette dépendance de la température en sortie compresseur vis-à-vis de la température en entrée turbine par les transferts thermiques depuis la turbine vers le compresseur. Par la suite Cormerais et. al calculent le transfert thermique entre le corps central et le compresseur pour le mode de fonctionnement non-adiabatique et isolé (Figure I - 51).

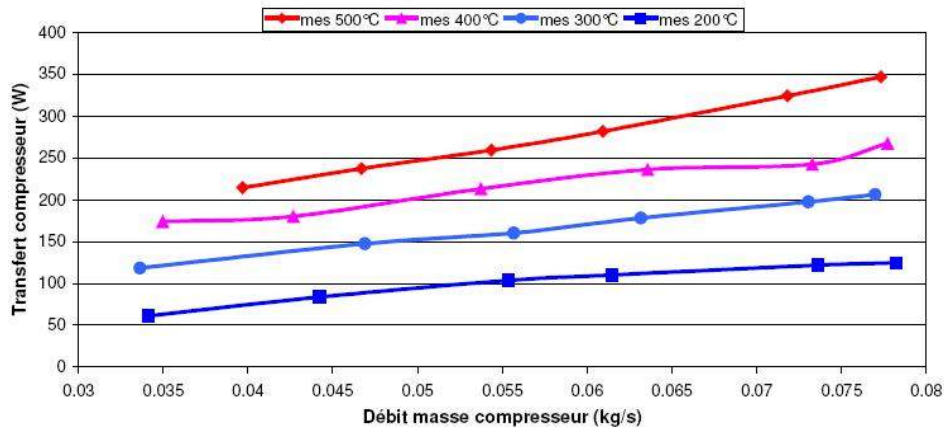


Figure I - 51 : puissance de Transfert thermique vers le compresseur $U = 310$ m/s [136-138]

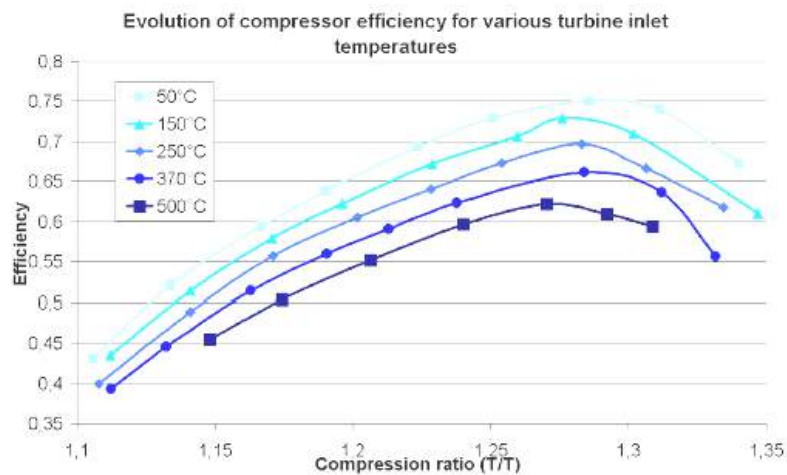


Figure I - 52 : effet de la température en entrée turbine sur le rendement mesuré du compresseur [136-138]

Ils mesurent ainsi une chute de rendement du compresseur jusqu'à 14% pour une isovitesse de 230 m/s quand la température en entrée turbine varie entre 50°C et 500°C (Figure I - 52).

De plus Cormerais et al [136] [137] [138] réalisent les mêmes comparaisons du côté turbine. Les résultats montrent que la dépendance de la différence des températures entrée sortie turbine est plus marquée que pour le compresseur. De plus, plus la vitesse de rotation et la température en entrée turbine augmentent, plus cette différence est élevée.

Afin de pouvoir caractériser les transferts thermiques vers l'extérieur, les auteurs comparent les mesures de puissances de la turbine et du compresseur pour les essais non-adiabatiques et non-isolés avec celles des essais non-adiabatiques et isolés. Par contre la différence entre les puissances avec et sans isolation n'est pas égale aux transferts thermiques vers l'extérieur étant donné que l'ensemble des conditions limites ont changées.

Leurs comparaisons montrent que la puissance totale nécessaire pour obtenir une puissance mécanique donnée est plus importante quand le turbocompresseur est non isolé. Ils montrent également que les transferts thermiques du compresseur vers l'extérieur ne représentent que 10% de ceux de la turbine.

De même en 2007, Serrano et al [139] présentent une étude expérimentale sur l'influence de la température d'entrée de la turbine sur la performance du turbocompresseur. Les résultats sont relatifs à un turbocompresseur non isolé avec des températures d'entrée turbine qui varient entre 250°C et 600°C, afin d'assurer des conditions thermiques en entrée turbine les plus proches de celles obtenues sur moteur lors de fonctionnement pour un cycle MVEG A. Leurs expériences

consistent à comparer le fonctionnement du turbocompresseur pour deux gammes de températures différentes en entrée turbine, deux ouverture GV (10%, et 60%) et aussi deux régimes corrigés turbine. Les résultats montrent que pour une vitesse corrigée donnée de la turbine, le rapport de détente est plus élevé pour le test à chaud. Aussi, comme le régime corrigé de la turbine est maintenu constant pour le test à froid, la vitesse mesurée du turbocompresseur et la vitesse corrigée du compresseur sont plus élevées pour les tests chauds.

Ils montrent aussi qu'il y a une bonne corrélation entre la température des gaz à la sortie du compresseur et la température du métal du carter compresseur. Leurs résultats montrent aussi que la température de l'air en sortie du compresseur est plus élevée pour le test à froid avec un régime plus élevé (95000 tr/mn et 85000 tr/mn) que pour le test à chaud avec un régime plus faible (74000 et 64000 tr/mn) (Figure I - 53). Les auteurs concluent que l'augmentation de la température en sortie du compresseur entre le test à froid et le test à chaud est plus liée à l'augmentation de la vitesse de rotation et du taux de compression qu'aux transferts thermique depuis les gaz de la turbine.

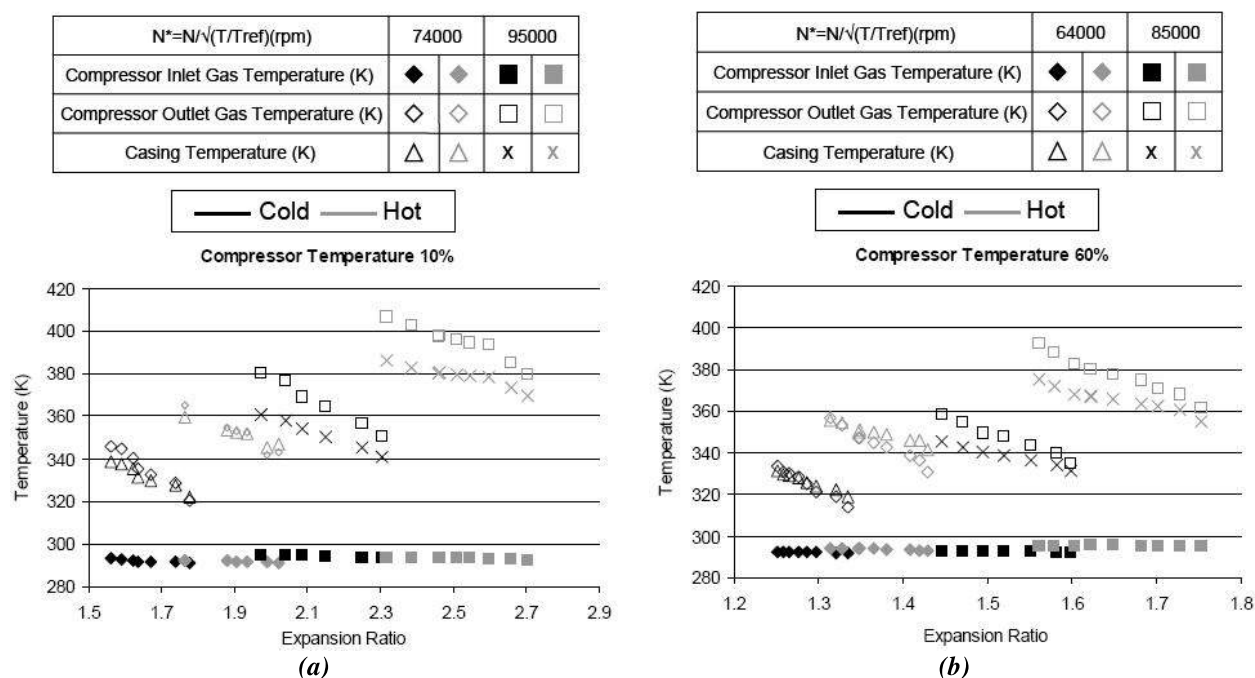


Figure I - 53 : température d'entrée et sortie du compresseur et température du carter compresseur en fonction du taux de détente (a) pour une ouverture de 10% de la TGV (b) pour une ouverture de 60% de la TGV [139]

Les auteurs proposent les explications suivantes :

- si la détente augmente dans la turbine à cause de l'augmentation de la température d'entrée, la chaleur sera moins transférée vers le compresseur.
- la présence de l'huile de lubrification dans la partie du corps central empêche en partie l'arrivée des flux thermiques vers le compresseur. L'huile joue le rôle de barrière thermique.
- les parois internes du corps central protègent en partie le compresseur des transferts thermiques depuis la turbine.
- si le débit massique et la vitesse du compresseur sont grands, le flux net vers l'écoulement pourra être négatif.

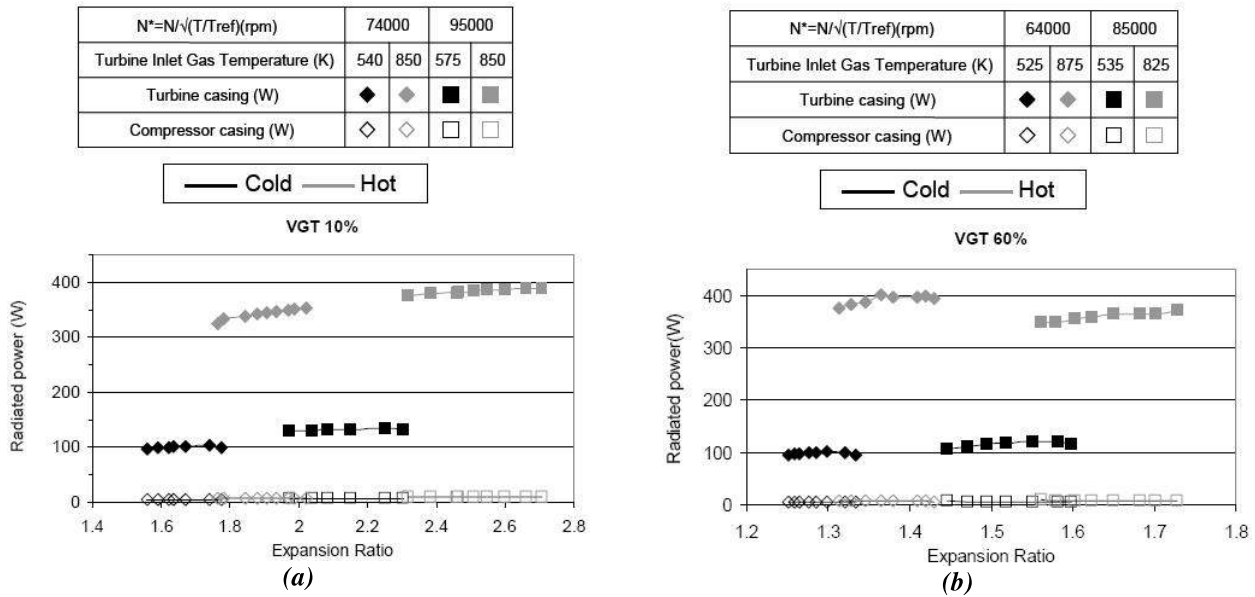


Figure I - 54 : puissance de radiation du carter de la TGV et du compresseur, (a) pour une ouverture du TGV de 10%, (b) pour une ouverture du TGV de 60% [139]

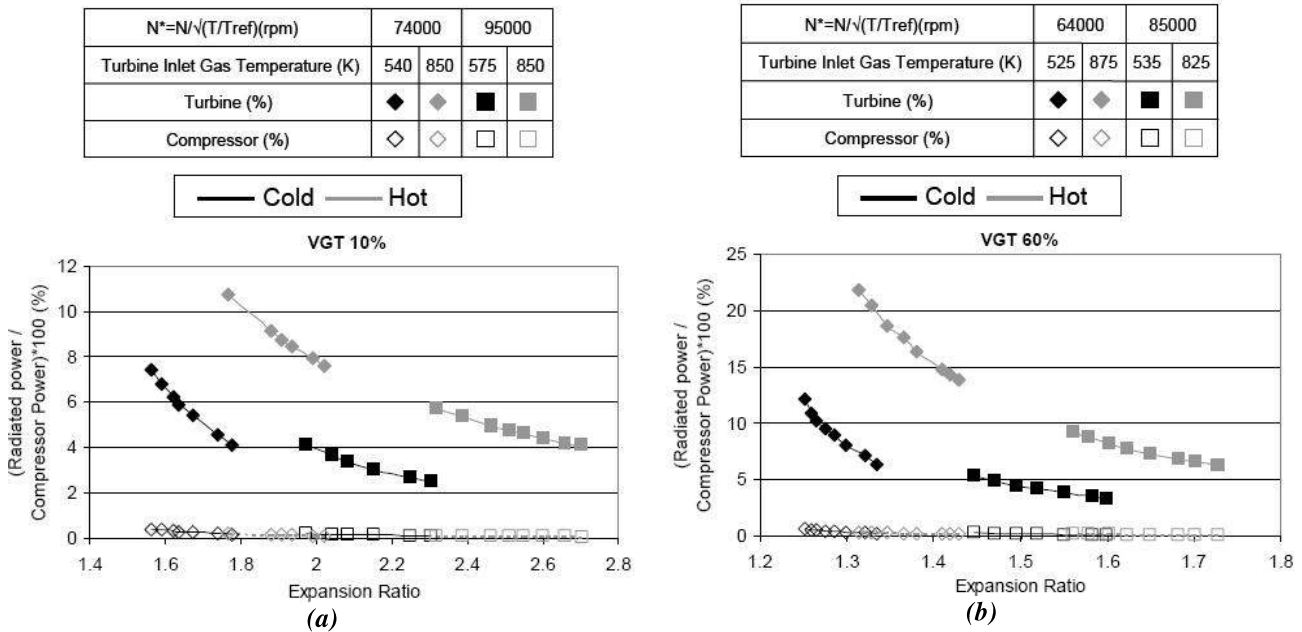


Figure I - 55 : puissance de radiation du carter de la TGV et du compresseur rapportée à la puissance compresseur (a) pour une ouverture du TGV de 10%, (b) pour une ouverture du TGV de 60% [139]

De même les auteurs calculent la puissance perdue par le turbocompresseur vers l'extérieur par radiation. La Figure I - 54 montre qu'en augmentant la température d'entrée turbine de 300°C, la puissance des transferts thermiques par radiation calculée pour la turbine augmente d'environ 300W.

Les auteurs ne donnent pas d'indication (moyenne constante ou non) sur la température ambiante utilisée pour le calcul du transfert par radiation. Ils présentent aussi le rapport entre la puissance rayonnée par la turbine et la puissance effective du compresseur (Figure I - 55). Ces résultats montrent un rapport de 10% pour une ouverture TGV de 10% et un rapport allant jusqu'à plus de 20% pour une ouverture TGV de 60%.

Récemment en 2009 Baines et al [140] présentent une étude sur les transferts thermiques et ses effets sur le fonctionnement d'un turbocompresseur de suralimentation. Les auteurs présentent le schéma des transferts thermiques [Figure I - 56], afin de modéliser le travail et les flux thermiques

généralisés [Figure I - 57]. Un modèle 1D à trois nœuds est développé. Les trois nœuds sont : le compresseur, la turbine, et les paliers. Ces nœuds sont considérés comme isothermes et dont la température est déterminée par celle du fluide qui passe à travers.

Pour leur modèle Baines et al [140] prennent pour hypothèse que le transfert thermique a lieu après la roue du côté compresseur et avant la roue du côté de la turbine. Ils justifient leur choix par la facilité des mesures qui risquent de devenir plus complexes avec plus de paramètres à gérer et de possibilités de chemins thermiques à étudier.

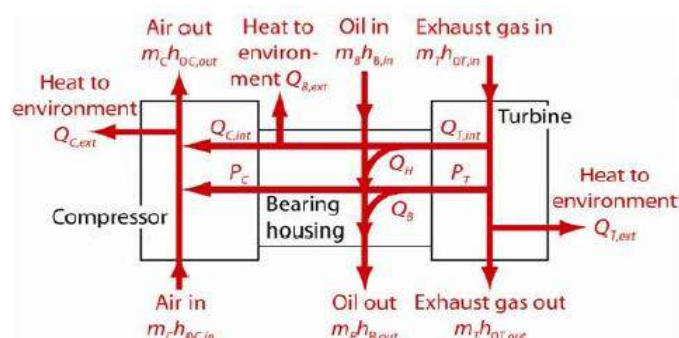


Figure I - 56 : transfert d'énergie dans le turbocompresseur [140].

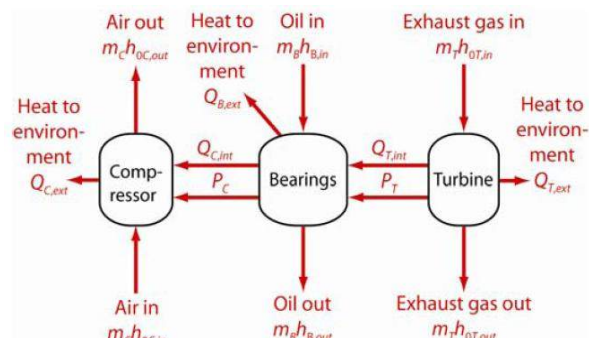


Figure I - 57 : modèle du réseau du transfert thermique au sein d'un turbocompresseur [140].

Durant leurs tests, trois turbocompresseurs de même taille sont étudiés. Ils sont nommés A, B, et C. Les deux derniers (B et C) ont le même compresseur et la même turbine, la seule différence est que le turbocompresseur B est équipé de palier fluide et C de palier à roulement. Les transferts de chaleur vers l'extérieur pouvaient être contrôlés en modifiant les conditions ambiantes de l'air et en utilisant ou non un ventilateur à vitesse variable à fin de créer un courant d'air autour du turbocompresseur et contrôler le transfert par convection.

Afin de pouvoir estimer les transferts thermiques une instrumentation en thermocouples à différents endroits du turbocompresseur a été réalisée :

- à l'entrée et la sortie de l'huile
- à différents endroits de la face interne et externe du carter de la turbine et du compresseur
- faces arrière du compresseur et de la turbine
- au niveau des paliers

Par la suite, ils présentent la différence entre la température moyenne de la surface interne du carter et celle de la surface externe de celui-ci pour le compresseur et la turbine. Ces mesures sont réalisées pour quatre températures différentes d'entrée turbine et trois niveaux de vitesse de ventilation.

Les résultats montrent que la différence de température pour le carter compresseur augmente un peu pour les températures élevées en entrée turbine mais cette différence diminue à quelques degrés pour le cas d'une ventilation à grand débit. Aussi, on remarque que pour les cas sans ventilation ce gradient de température dépend du débit interne du compresseur et par contre il devient moins dépendant dès qu'il y a une ventilation extérieure.

Du côté de la turbine, les résultats montrent que l'effet de la ventilation à une température entrée turbine fixe est plus faible et qu'une tendance nette n'est pas évidente.

Suite aux mesures (en adiabatique et en diabatique), un bilan d'énergie sur le circuit d'huile est réalisé afin de calculer les pertes par frottement au niveau des paliers.

Aucune indication n'est présentée sur la mesure de la température de l'huile ni l'erreur estimée sur cette mesure. Ce point est important étant donné que dans le carter d'huile un nuage de vapeur d'huile se forme et se mélange avec des fuites de filets d'air du côté du compresseur. Ceci empêche d'avoir un bilan d'énergie correct sur le circuit d'huile et par conséquent de calculer directement les pertes par frottement d'après un fonctionnement adiabatique.

Dans leurs commentaires sur les estimations du transfert thermique, les auteurs admettent que les grandes incertitudes sont liées à la formulation du coefficient de convection (h) et par la suite à la modulation du transfert par convection.

Le modèle utilise un coefficient de transfert thermique par convection forcée pour les deux cas avec les deux niveaux de ventilations et un coefficient de transfert thermique par convection naturelle pour le cas du turbocompresseur non-ventilé. D'après les auteurs, ces coefficients sont presque constants pour tous les modèles de turbocompresseur à deux exceptions :

1. le calcul du transfert thermique vers l'huile diffère entre les turbocompresseurs à palier fluide et à roulement
2. le coefficient du transfert par convection naturelle qui peut dépendre de la forme du carter et de la géométrie du turbocompresseur. Mais ce coefficient n'est important que dans le cas d'un turbocompresseur non-ventilé.

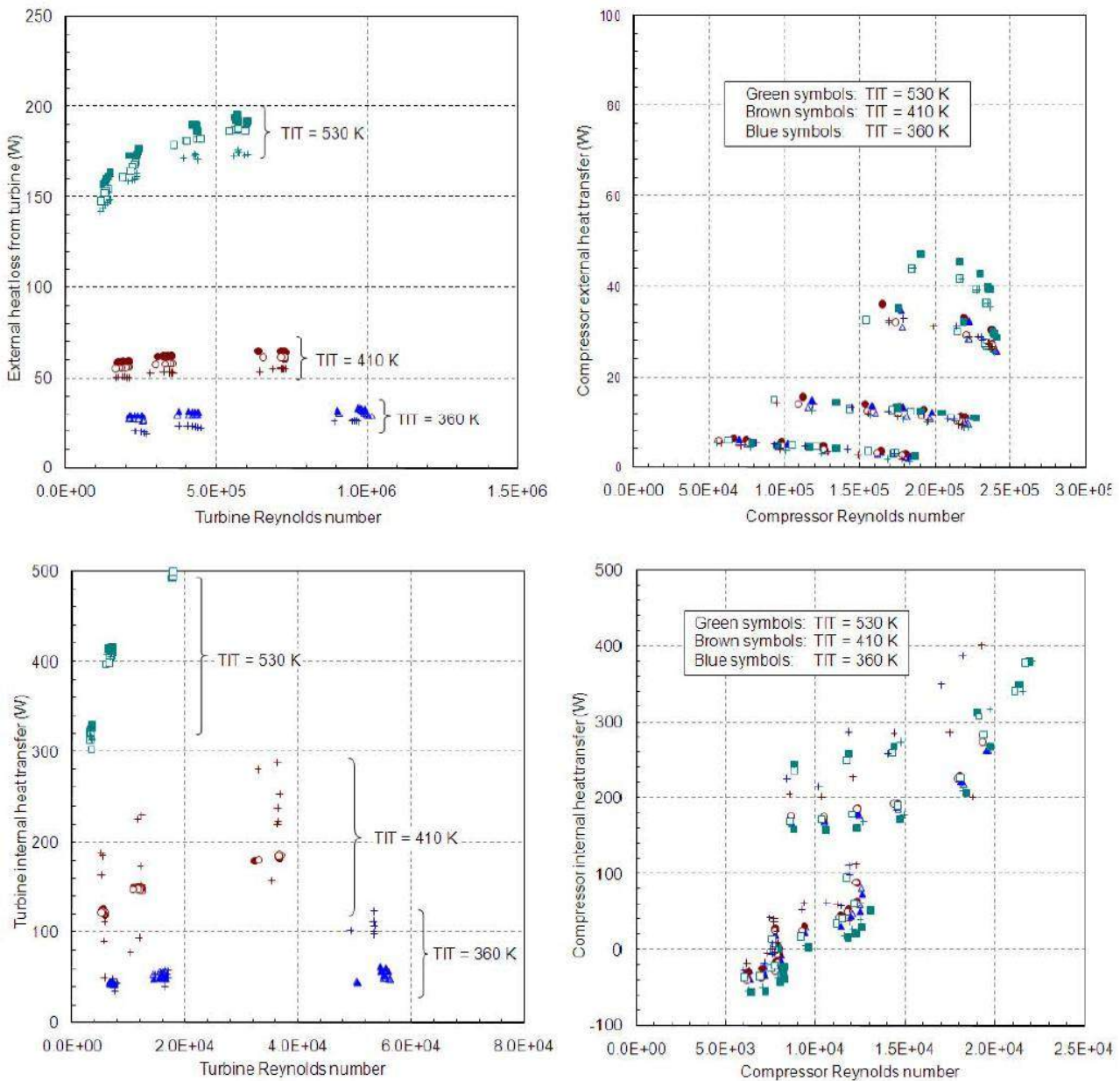


Figure I - 58 : transfert thermique du turbocompresseur A [140].

Symboles pleins : ventilation externe $V = 0,6 \text{ m/s}$

Symbole vide : ventilation externe $V = 0,3 \text{ m/s}$

Symbole croix : convection naturelle

De la même façon que Bauer et al [141], et Depcik et Assanis [142], les auteurs présentent les transferts thermiques du côté de la turbine et du compresseur en fonction respectivement du nombre de Reynolds de la turbine et du compresseur. Leurs résultats montrent une corrélation de forme exponentielle (voir Figure I - 58).

Les résultats montrent que les transferts thermiques du côté de la turbine sont très liés à la température d'entrée de la turbine et pour la valeur maximale de température d'entrée turbine, les transferts thermiques sont aussi une fonction de nombre de Reynolds interne.

Aussi on remarque que les transferts thermiques vers l'intérieur sont beaucoup plus grands que les transferts thermiques vers l'extérieur. Cette différence est expliquée par la présence du circuit de l'huile de lubrification qui joue le rôle d'une source froide. La même raison sera valable pour l'explication des résultats du transfert thermique du côté compresseur qui sont moins liées à la température d'air de l'entrée turbine. Ces transferts se font en majorité depuis l'air comprimé à l'intérieur du compresseur vers le corps central à l'exception des quelques points de fonctionnement à bas Reynolds et à bas taux de compression, où l'air est chauffé par les transferts thermiques depuis de corps central.

Finalement, le modèle semble correspondre aux mesures pour les hauts régimes avec des erreurs pour les faibles Reynolds.

En 2009, Romagnoli et al [143] étudient les transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur instrumenté sur moteur. Leurs mesures de températures à différents endroits du turbocompresseur et du collecteur d'échappement montrent l'existence d'une répartition de température non uniforme pour le carter turbine et compresseur. Ils expliquent ces inhomogénéités de la cartographie thermique par l'emplacement du turbocompresseur proche des surfaces chaudes du moteur. Un code 1D de transfert thermique est également développé.

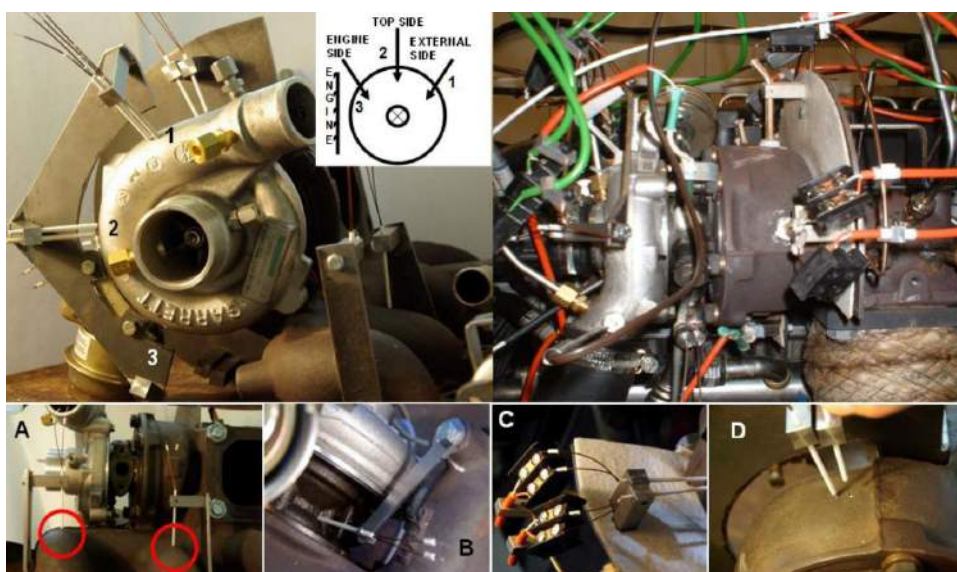


Figure I - 59 : instrumentation du turbocompresseur [143]

La Figure I - 59 montre les différents emplacements de mesure de température et de pression. Sur cette figure on peut remarquer les raccords en laiton vissés sur la volute du compresseur, qui servent au branchement de mesure de la pression. D'après notre expérience ces raccords génèrent une perturbation de l'écoulement et une erreur sur la pression mesurée à cause du diamètre interne qui crée un écoulement de cavité en face du raccord. De plus, le raccord à l'entrée volute est installé en biais et donc n'est pas affleurant à la surface interne du manchon à l'entrée du compresseur. Afin d'estimer le flux thermique à travers les parois du carter de la turbine et du compresseur, les auteurs mesurent la température de paroi intérieure et extérieure à différents endroits.

D'après leurs résultats ce gradient de température du côté compresseur monte jusqu'à 50K pour les points chargés avec une température d'entrée turbine élevée.

Ils présentent aussi la comparaison d'une part entre la température des gaz en sortie moteur avec celle du carter turbine et du carter compresseur [Figure I - 60] et d'autre part entre la température de l'huile de lubrification et la température de surface du carter central [Figure I - 61]. Ces comparaisons sont réalisées pour trois différents régimes moteurs (1000 tr/mn, 2000 tr/mn et 3000 tr/mn). D'après ces résultats le gradient de température entre la température des gaz en sortie moteur et la température du carter compresseur et du carter turbine peut atteindre 300°C du côté compresseur et 220°C du côté turbine.

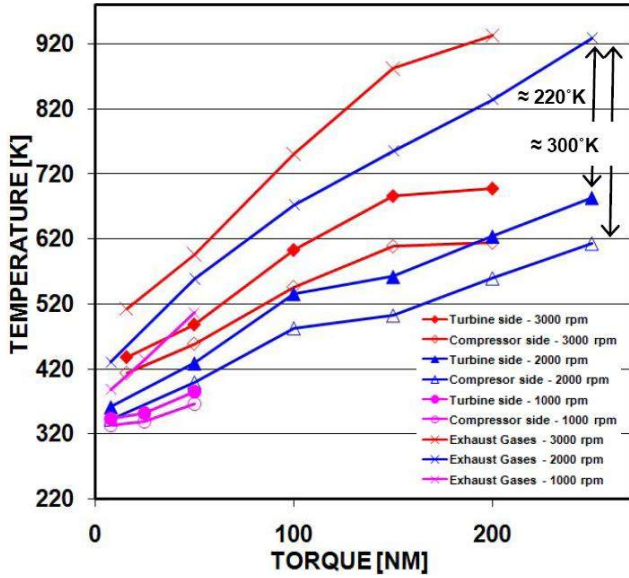


Figure I - 60 : température de surface du collecteur et des gaz d'échappement [143]

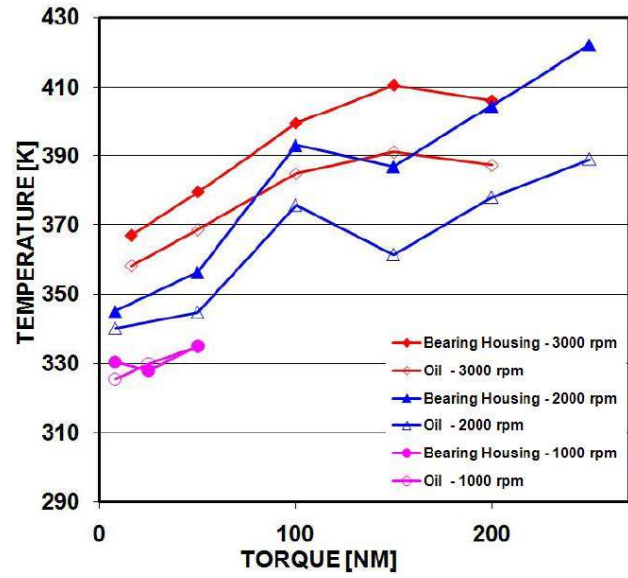


Figure I - 61 : comparaison entre la température d'huile et celle de la surface du carter d'huile [143]

Dans la suite, ils présentent l'influence des transferts thermiques sur le rendement du compresseur. Pour cela, ils utilisent la formulation de rendement non-adiabatique (diabatique) pour les mesures réalisées à chaud sur le banc moteur et le comparent au rendement adiabatique. Ce rendement adiabatique est tiré d'un champ compresseur fourni avec le turbocompresseur et mesuré avec une température d'entrée turbine égale à 25°C.

$$\eta_{C, dia} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{dia}} = \frac{T_{C, out_t_is} - T_{C, in_t}}{T_{C, out_t} - T_{C, in_t}} \quad (44)$$

$$\eta_{C, adi} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{adi}} = \frac{T_{C, out_t_is} - T_{C, in_t}}{T_{C, out_t_adi} - T_{C, in_t}} \quad (45)$$

Ils définissent le rendement relatif par : $\eta_{rel} = \frac{\eta_{max, C}}{\eta_{meas, C}} \quad (46)$

Pour calculer la température adiabatique en sortie compresseur, Romagnoli et al [143] adoptent l'hypothèse de négliger tout transfert thermique en entrée du compresseur à travers la roue. Cette hypothèse suppose que tout le transfert thermique se passe en sortie de la roue à travers le plateau arrière du compresseur, et que le transfert en entrée est négligeable. Par la suite, la température T_{2*} sera confondue avec T_{C, out_t_adi} nommé T_{2adi} (voir Figure I - 62) selon la notation de l'auteur. Les flux de transfert thermique modélisés sont représentés sur la Figure I - 63.

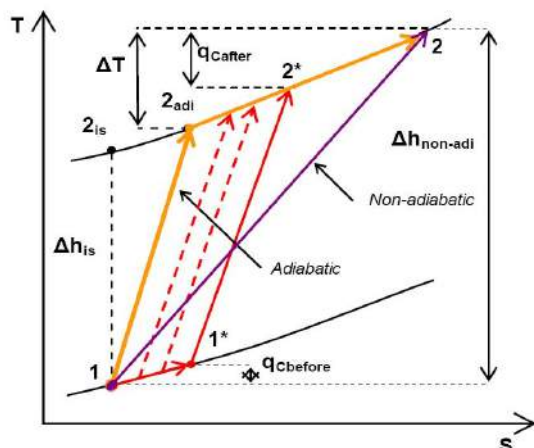


Figure I - 62 : diagramme T-S d'une compression non-adiabatique [143]

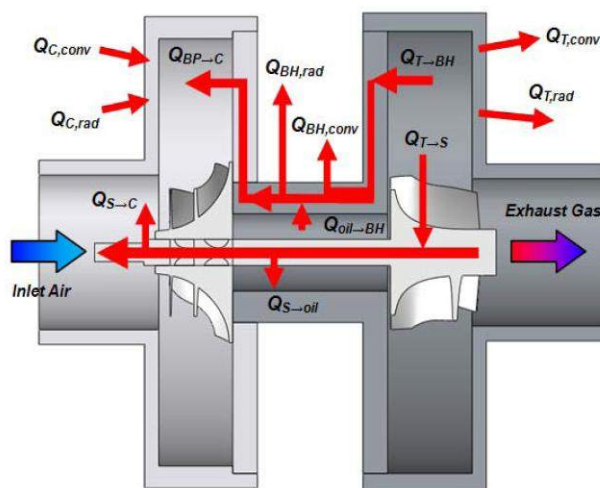


Figure I - 63 : schéma des transferts thermiques [143]

Ils présentent aussi le rendement relatif du compresseur, pour les deux conditions : adiabatique et non-adiabatique, pour une large plage de points de fonctionnement moteur (Figure I - 64).

Ces résultats montrent que le rendement non-adiabatique du compresseur est détérioré sur toute la plage de fonctionnement du moteur testé.

Le rendement non-adiabatique reste bien au-dessous du rendement adiabatique pour les faibles régimes du compresseur. Ces deux rendements s'égalisent presque pour le régime à 139000 tr/min.

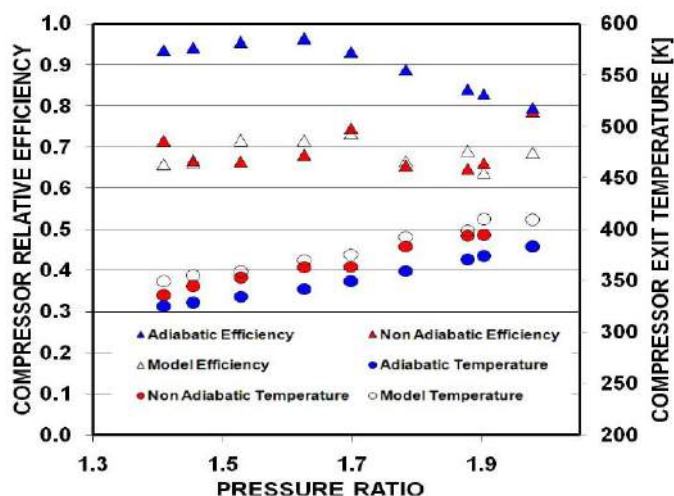


Figure I - 64 : variation du rendement et de la température de sortie compresseur [143]

Le rendement adapté pour l'adiabatique par Romagnoli et al [143] est mesuré avec une température d'entrée turbine autour de 25°C. Ce rendement pris comme référence pour le cas adiabatique intègre normalement des transferts thermiques inverses (du compresseur vers l'extérieur et vers la turbine) car la température moyenne du bloc compresseur sera largement au dessus de la température moyenne du bloc turbine. Par la suite les résultats du rendement relatif sont à recalculer tout en se basant sur un vrai rendement adiabatique. De plus, aucune indication n'est présentée sur la mesure de la température de l'huile ni l'erreur estimée sur cette mesure.

Après la présentation de l'analyse bibliographique sur l'impact de l'étude aérodynamique dans le paragraphe I.4, on s'est intéressé dans cette partie (paragraphe I.5) à présenter l'état de l'art sur les transferts thermiques dans les turbocompresseurs. Toutes les études présentées convergent sur la conclusion que les transferts thermiques influencent le fonctionnement des turbocompresseurs. Cependant la majorité des études se base sur des codes de calculs des transferts thermiques

s'appuyant souvent des approximations et des hypothèses réductrices. De même, le petit nombre d'études expérimentales existantes sont généralement limitées à des situations spécifiques de fonctionnement surtout en mode stationnaire et par conséquent ne représentent pas la réalité sur tout le champ de fonctionnement. De plus, ces mesures expérimentales semblent difficiles à réaliser pour toutes les conditions nécessaires à l'analyse thermiques (plusieurs paramètres étant couplés: frottement, transferts thermique dans l'huile, viscosité de l'huile, couplage thermique aérodynamique...).

Pour répondre à cette problématique, et compte tenu du manque de connaissances relevé lors de l'étude bibliographique, une étude complémentaire est nécessaire. Pour cela une synthèse bibliographique des moyens de mesure mis à disposition pour cette thèse est réalisée. Le but de cette étude est de valider le choix des techniques et leurs compatibilités avec les besoins.

I.6. Présentation des techniques de mesures

L'objectif de cette partie est de présenter les techniques de mesures et les dispositifs expérimentaux disponibles au laboratoire pour cette étude. Quelques éléments bibliographiques sont également rassemblés sur des sujets spécifiques liés à ces techniques de mesure.

I.6.1. Anémométrie Doppler Laser

L'anémométrie Doppler Laser (LDA) est une technique non intrusive de mesure en un point de la vitesse d'un écoulement. Cette méthode consiste à détecter le décalage de fréquence Doppler de la lumière laser diffusée par des petites particules entraînées par l'écoulement. A l'heure actuelle, cette technique est bien maîtrisée, et commercialisée depuis quelques années par différentes sociétés, ce qui l'a rendu assez populaire chez les expérimentateurs et les chercheurs en aérodynamique.

Cette technique a été utilisée dans de nombreuses études dans les domaines des turbomachines ou des moteurs à combustion interne (Goldman [144], Elder et al [145], Chan et Turner [146]).

I.6.1.1. Introduction

La technique a été évoquée en 1964 par Cummins et al [147] qui mesurent le mouvement Brownien d'une suspension aqueuse de particules de la taille du micron en observant le spectre de la lumière réfléchi. Pour ces mesures, l'objectif était d'élargir le spectre de la lumière laser grâce au mouvement aléatoire des particules.

Cependant ils ont observé un décalage dans la fréquence de la lumière qu'ils ont attribué à des petits courant de convection qui génèrent des vitesses moyennes dans leurs cellules d'eau. C'est presque par inadvertance, qu'ils réalisent les premières mesures. Juste après, Yeh et Cummins [148], mènent une expérience destinée spécialement pour la démonstration de la mesure de vitesse de fluide.

La configuration de base d'un système LDA est la suivante:

- un laser continu
- un système optique de transmission dont un miroir semi-réfléchissant (jouant le rôle de diviseur de faisceau) et une lentille convergente
- un filtre d'interférence et un détecteur photoélectrique
- un conditionneur et un processeur de signal

Il y a trois types distincts de systèmes optiques pour la LDA, qui se différencient dans la méthode combinant le phénomène de l'effet Doppler avec la technique hétérodyne d'optique pour produire un système de mesure de vitesse : le système Reference Beam, le système Dual Beam et le système Dual-scatter (Voir Figure I - 65).

Le système le plus développé et le plus commercialisé est celui du Dual Beam. Celui-ci existe avec deux modèles qui sont la diffusion avale ou la rétrodiffusion (back scattered). En fonction des contraintes de mesure et de la facilité de l'accès optique l'un des deux modèles sera plus avantageux que l'autre. Dans la suite on s'intéressera à présenter le modèle en rétrodiffusion, qui est celui choisi pour notre étude.

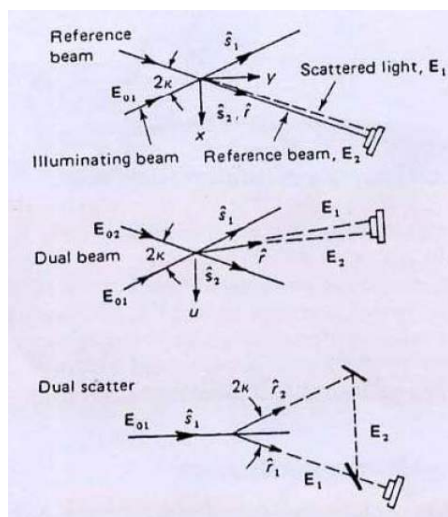


Figure I - 65 : les différents types de systèmes optiques pour la LDA [149]

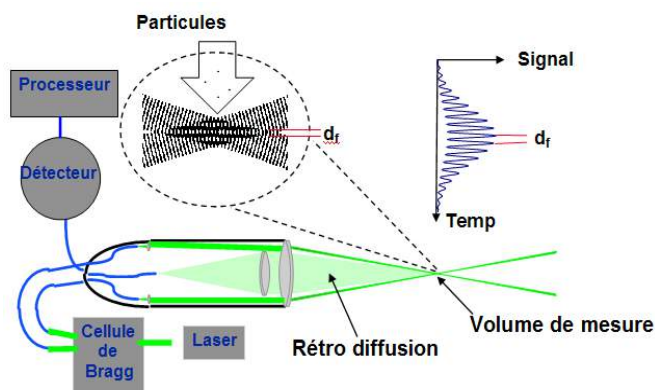


Figure I - 66 : architecture du système LDA dual beam en rétrodiffusion [150]

1.6.1.2. Principe de l'anémométrie Doppler laser (Dual beam) :

Le principe de la LDA (dual beam) est d'illuminer une particule à l'aide de deux faisceaux laser de même intensité et focalisés en un même point. Ces deux faisceaux sont issus de la même source (même longueur d'onde et même phase) et étaient utilisés avec la même fréquence pour les premières mises en œuvre de la LDA, ce qui générerait un réseau de franges d'interférence statique (parallèles à la bissectrice des faisceaux croisés (Figure I - 66)). Avec cette méthode le sens de déplacement de la particule était non identifiable. Afin de remédier à ce problème, la fréquence d'un des deux faisceaux a été décalée afin d'obtenir un réseau de frange d'interférence défilant à une vitesse constante.

Le décalage de la fréquence peut être réalisé à l'aide de plusieurs techniques. La plus usuelle est celle utilisant une cellule de Bragg (plage de décalage possible entre 10 et 80 MHz) avec un décalage de 40MHz.

Le décalage de fréquence de l'un des deux faisceaux permet au réseau de franges de défiler, ce qui va permettre de distinguer entre une vitesse positive et une autre négative.

A la sortie de la cellule de Bragg les deux faisceaux sont focalisés dans les fibres optiques les apportant à la sonde, où ils sont focalisés par une lentille pour se croiser dans le volume de mesure.

Le volume de mesure formé par l'intersection des deux faisceaux laser est de forme ellipsoïdale, formé par une succession alternée d'un réseau de franges destructives (sombres) et constructives (claires), qui sont des plans lumineux parallèles et équidistants. La distance interfrange d_f est définie par la longueur d'onde de la lumière du laser et l'angle entre les faisceaux, elle est donnée par la relation :

$$d_f = \frac{\lambda}{2 \sin(\theta/2)} \quad (47)$$

Où λ est la longueur d'onde d'émission du laser et θ l'angle entre les deux faisceaux qui interfèrent. Suite au passage d'une particule d'ensemencement dans le volume de mesure, celle-ci diffuse un signal lumineux qui sera collecté par un système optique de réception et transformé en un signal électrique grâce à un photomultiplicateur. Un filtre d'interférence monté en amont du détecteur

photoélectrique laisse passer seulement la longueur d'onde souhaitée vers le détecteur photoélectrique. Ce signal « bouffée Doppler » ou « burst » peut être modélisé par la modulation d'un signal sinusoïdal, caractéristique des variations d'intensités lumineuse dans le volume d'interférence, par la distribution gaussienne d'intensité du faisceau LASER (Figure I - 67).

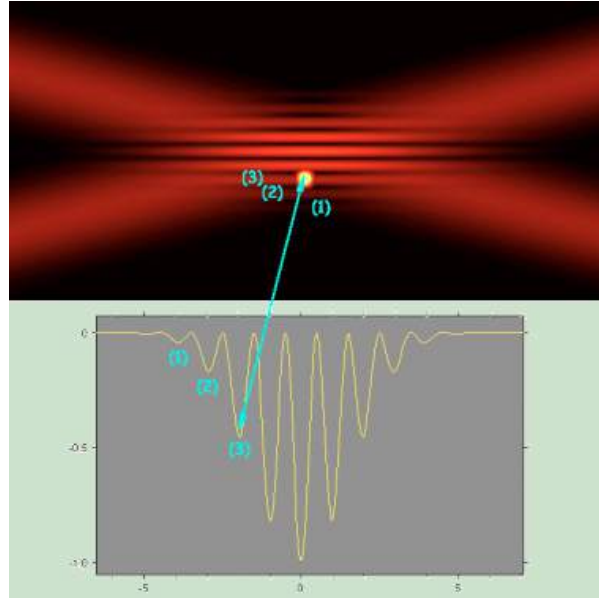


Figure I - 67 : signal de passage des particules à travers le volume de mesure [150]

La fréquence du signal mesuré sera proportionnelle à la vitesse de la particule. La fréquence f_D du signal sinusoïdal correspond à la fréquence de passage de la particule à travers le réseau de franges dans le volume de mesure. La composante mesurée de la vitesse est située dans le plan des deux faisceaux et perpendiculaire à leur première bissectrice.

$$f_D = \frac{V_p}{d_f} \quad (48)$$

$$f_D = \frac{2 \cdot V_p \cdot \sin(\theta/2)}{\lambda} \quad (49)$$

En tenant compte du décalage fréquentiel f_{Bragg} l'expression de la vitesse devient :

$$V_p = \frac{\lambda \cdot (f_D - f_{\text{Bragg}})}{2 \sin(\theta/2)} \quad (50)$$

Une autre technique de mesures à deux points nommée LTA/LTV ou L2F (Laser transit anemometry/ velocimetry ou laser two-focus) existe mais ne sera pas détaillée dans le cadre de cette étude. Dans cette méthode la distance parcourue par la particule dX est connue et le vélocimètre mesure l'intervalle de temps nécessaire à ce trajet pour chaque particule. L'avantage de cette technique est de pouvoir mesurer au plus proche de la paroi grâce à un rapport signal sur bruit assez élevé, mais son inconvénient majeur est qu'elle n'est pas adaptée pour les zones de recirculation ou turbulente. Cette technique a été utilisée dans différentes études sur les turbomachines (Ottavy et al [151]).

** Limitation de la technique :*

Le fait d'avoir un signal aléatoire lié à l'arrivée des particules dans le volume de mesure, peut entraîner des erreurs sur les statistiques et conduire à des difficultés lors d'une analyse spectrale des fluctuations de la vitesse. Les autres difficultés de la LDA sont :

- le suivi de l'écoulement pas les particules dans les zones à forte gradients.
- la tenue en température des particules et les problèmes d'encrassement

- la mesure en proche paroi, limitée par les réflexions de bord jouant le rôle d'un parasite sur le signal de mesure.
- les taux de turbulence inférieurs à 0.1% ne sont pas obtenus, contrairement à l'anémométrie par fil chaud.

** Problèmes spécifiques rencontrés en mesure 2D et 3D : Fenêtre de coïncidence*

Pour mesurer en coïncidence en 2D ou 3D, une fenêtre temporelle de coïncidence est employée pour assurer que les signaux venant de divers systèmes électroniques sont créés par la même particule, ce qui permet de déterminer le vecteur instantané. Un bon critère pourrait être de choisir la durée de la fenêtre plus courte que le temps de transit de la particule au travers du volume de mesure. Mais, par contre, une fenêtre très étroite risque d'induire un biais vers les hautes vitesses. C'est pourquoi la fenêtre de coïncidence ne doit pas être réglée de façon trop étroite, mais en fonction des fréquences les plus élevées du spectre de la turbulence que l'on cherche à mesurer, ex une fréquence de 100KHz en aérodynamique avec une fenêtre légèrement inférieure à 10μs.

1.6.1.3. L'ensemencement

Le choix de l'ensemencement est capital et la technique d'ensemencement utilisée est d'une importance majeure. Pour le choix des particules deux conditions primordiales sont à satisfaire : les particules doivent suivre parfaitement l'écoulement tout en diffusant au maximum la lumière laser afin de pouvoir mesurer la vitesse instantanée dans les zones où il y a beaucoup de fluctuation et une grande vorticité et aussi afin d'avoir un rapport signal sur bruit minimal pour les conditions de l'expérimentation.

Ces deux conditions varient généralement en sens inverse. Afin que les particules puissent suivre au mieux l'écoulement, il faut qu'elles soient de petit diamètre et de masse volumique proche de celle du fluide dont on veut mesurer la vitesse. Aussi il ne faut pas oublier que les particules doivent être injectées suffisamment en amont du point de mesure d'une manière à ne pas perturber l'écoulement au point de mesure.

La deuxième condition exige normalement une taille minimale des particules et un bon indice de diffusion (des particules d'une couleur blanche diffusent mieux la lumière que d'autres particules de couleur noire).

Différents paramètres sont à ajuster dont les plus importants sont le débit suffisant de particules afin d'assurer la résolution temporelle désirée et l'endroit d'introduction des particules. Ce dernier point est très important surtout dans le cas où l'écoulement est à haute température et que l'ensemencement choisi est à base de gouttelettes liquides. Dans ce cas la durée de vie des particules est déterminante et va délimiter la distance en amont de l'introduction des particules.

Le dernier point concerne la diffusion de Mie qui est utilisée dans la LDA : le diamètre de particules devrait être plusieurs fois la longueur d'onde de la lumière laser.

Melling et Whitelaw [152] rappellent que l'équation du mouvement d'une particule supposée sphérique (expression de Bassett), de diamètre d_p , de masse volumique ρ_p et de vitesse V_p , dans un écoulement de vitesse V_f , de masse volumique ρ_f et de viscosité ν_f s'écrit :

$$\underbrace{\frac{\pi d_p^3}{6} \rho_p \frac{dV_p}{dt}}_1 = \underbrace{\frac{\pi d_p^3}{6} \rho_f \frac{dV_f}{dt}}_2 - \underbrace{\frac{1}{2} \frac{\pi d_p^3}{6} \rho_f \frac{dV_{p-f}}{dt}}_3 - \underbrace{3\pi \nu_f \rho_f d_p V_{p-f}}_4 - \underbrace{\frac{3}{2} d_p^2 \rho_f \sqrt{\pi \nu_f} \int_{t_0}^t \frac{dV_{p-f}}{d\tau} \frac{d\tau}{\sqrt{t-\tau}}}_5 \quad (51)$$

Les différents termes représentent :

- 1, la force nécessaire pour accélérer la particule.
- 2, la force de pression générée par l'accélération du fluide au voisinage de la particule.

- 3, la résistance non visqueuse du fluide à l'accélération de la particule (effet de masse ajoutée).
- 4, la force de traînée de Stokes pour vaincre la viscosité.
- 5, la force de mémoire de Basset (force de traînée liée aux effets instationnaires).

Cette équation est valable sous les hypothèses suivantes :

- l'écoulement est à turbulence homogène et stationnaire.
- le diamètre des particules est inférieur aux petites échelles de la turbulence (échelles de Kolmogorov comprises entre 0.1 et 1mm, donc les particules submicroniques satisfont cette hypothèse).
- le coefficient de traînée est calculable d'après la loi de Stokes (hypothèse vérifiée si $Re_p = d_p V_{p-f}/\nu_f \leq 1$, i.e. si la vitesse relative des particules par rapport au fluide reste faible).
- toute particule est entourée des mêmes particules fluides.
- il n'y a pas d'interaction entre les particules d'ensemencement.

Si $\rho_p/\rho_f \gg 1$, l'équation peut se réduire à :

$$\frac{dV_p}{dt} + \frac{18\mu V_{p-f}}{d_p^2 \rho_p} = 0 \quad (52)$$

Par la suite le mouvement d'une particule en suspension dans un fluide sera alors fonction des seules grandeurs d_p , ρ_p et ν_f .

Aussi d'après Boutier [153] une bonne approximation consiste à ne considérer que les deux premières grandeurs, ce qui donne l'équation simplifiée suivante :

$$\frac{d\vec{V}_p}{dt} = k(\vec{V}_f - \vec{V}_p) \quad k = \frac{18\mu}{\rho_p D^2} = \frac{1}{T_p} \quad (53)$$

K : coefficient de Stokes

Tp : constante de temps

(Notation de l'auteur)

La traînée de la particule sera d'autant plus importante que sa masse et surtout son diamètre sont grands.

Différents types d'ensemencement existent et ont déjà été testés dans différents environnements.

Parmi ces types, on cite les billes de verres creuses. Ce type d'ensemencement a été utilisé par Chan et al [154] pour des mesures LDA dans un moteur à combustion interne. Chan et Turner [146], montrent que des particules d'oxyde de titane avec un diamètre nominal de 3µm sont bien adaptées à leur expérience de mesure de l'écoulement dans un cylindre d'un modèle de moteur. L'ensemencement a été produit en utilisant un petit nébuliseur pharmaceutique avec de l'air comprimé qui a été couplé entre l'entrée moteur et la sortie pour former un circuit fermé pour l'air circulant à travers le monocylindre.

Afin de vérifier que les particules choisies suivent bien l'écoulement, le temps de relaxation pourra être calculé selon Tamassoni [155] et Oesterlé [156] par :

$$U_\tau = \left(\rho_p + \frac{1}{2} \rho_f \right) \frac{2a^2}{9\mu_f} \quad (54)$$

Ce temps de relaxation sera comparé avec l'échelle de Kolmogorov calculée d'après Lemoine [157] 1996.

Une autre vérification (Voisine [158]) consiste à calculer l'échelle de temps de la particule par la formule suivante : $\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_a}$ (Pression atmosphérique, température 20°C) { μ_a est la viscosité dynamique de l'air et d_p est le diamètre médian des particules }.

Ce temps caractéristique des particules sera comparé à différents temps caractéristiques des mouvements de grandes échelles et des structures turbulentes de l'écoulement.

1.6.1.4. Problématique de mesure en turbomachines

L'application des techniques lasers en turbomachines n'a jamais été facile. Comme expliqué au paragraphe précédent, la réussite des mesures LDA nécessite la vérification de plusieurs conditions simultanées dont les essentielles sont l'accès optique propre, et l'ensemencement régulier et adapté. Une fois l'accès optique créé, il reste à gérer les problématiques de l'ensemencement. Ce problème a été évoqué dans différentes études (Ottavy et al [151], Melling et Whitelaw [152], et Zaidi et al [159, 160]).

Pour un écoulement à une température inférieure à 150°C, l'ensemencement par gouttelettes liquides ou par la fumée est le plus envisagé, différentes huiles peuvent être utilisées en fonction de leur tenue à la température (Figure I - 68).

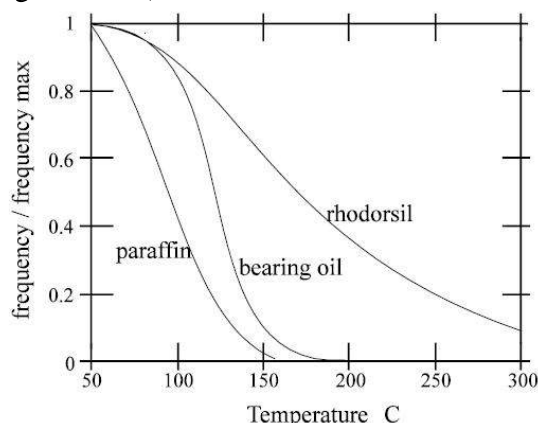


Figure I - 68 : évolution de la fréquence d'acquisition en fonction de la température [161]

La Figure I - 68 présente la tenue en température de trois huiles mélangées avec du solvant dans les proportions respectives de 30% et de 70%. Cette étude a été réalisée dans une soufflerie conçue à cet effet en mesurant la fréquence d'acquisition des particules pour les différents niveaux de températures de l'écoulement. Bien que le Rhodorsil tienne jusqu'à une température environ de 200°C, sa très forte viscosité (10 fois celle de la paraffine) empêche une bonne atomisation et par la suite écarte les pistes de son utilisation.

Pour cette raison, dans le cas d'un écoulement à haute température comme l'entrée turbine ($T > 200^\circ\text{C}$) les particules solides sont le plus souvent utilisées : l'oxyde de titanes, l'alumine et l'oxyde de zirconium. Un des problèmes de l'utilisation des particules solides est l'agrégation des particules et la caramélisation sur les parois surtout en présence de fuite de filets d'huile. Pour ce genre de particules différents types d'ensemencement existent et sont suffisamment détaillés par Boutier [162], Melling et Whitelaw [152] et Maxwell [163].

Parmi les problèmes les plus difficiles à résoudre on cite l'encrassement du hublot et la tenue des particules à la température.

* Réfraction des faisceaux lasers à travers une paroi cylindrique

Les réfractions des faisceaux laser, lors du passage à travers le dioptre eau-perspex, ne déplace pas seulement le volume de mesure d'une distance qu'on pourra calculer mais peuvent empêcher les mesures dans toute la section de passage.

1.6.1.5. Correction et ajustement des axes de mesures

Un ajustement parfait entre la direction de mesure (direction perpendiculaire au réseau de frange) et la direction à mesurer dans l'écoulement n'est jamais possible. Par la suite, la composante mesurée est la résultante d'une transformation de rotation d'un angle τ qui représente l'écart entre les deux références.

Dans la Figure I - 69, la vitesse axiale du jet et la composante tangentielle sont représentées respectivement par u_x et u_t .

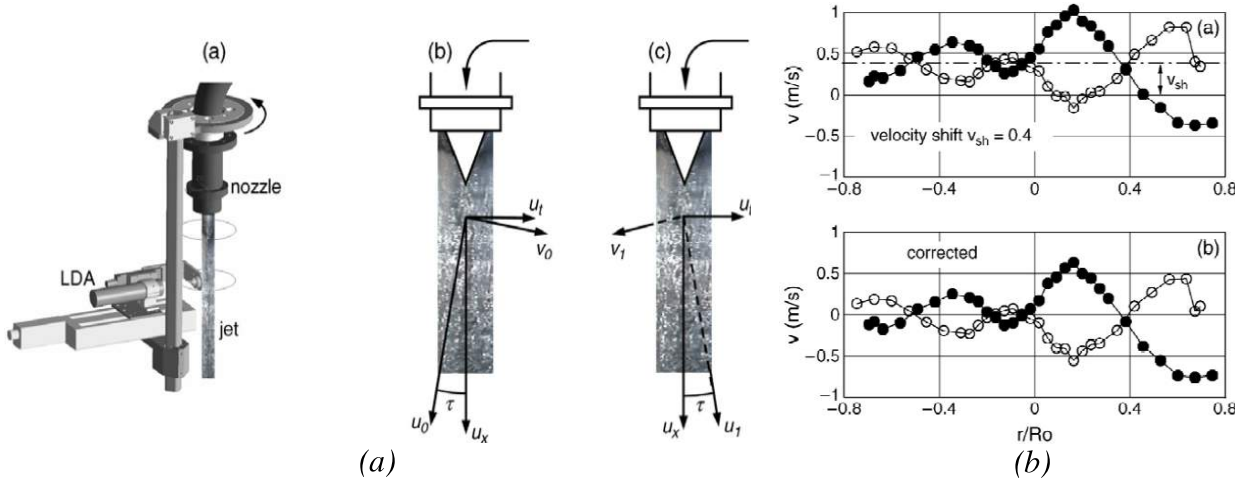


Figure I - 69 : (a) exemple de décalage des références pour la mesure d'un jet (Zhang [164]),
(b) correction de la vitesse mesurée et soustraction de la vitesse de décalage

En raison d'erreur d'alignement ($\tau \neq 0$) la composante V_0 mesurée par la LDA est la résultante de l'équation suivante :

$$v_0 = u_t \cos \tau + u_x \sin \tau.$$

Afin de résoudre ce problème Zhang [164], propose de répéter la même mesure en tournant la sonde d'un angle de 180° autour de son axe principal.

L'angle de déviation τ est resté constant. La composante mesurée dans ce cas est v_1 (voir Figure I - 69) et est la résultante de l'équation suivante :

$$v_1 = -u_t \cos \tau + u_x \sin \tau.$$

D'après les deux équations de v_0 et v_1 , la vitesse de décalage V_{sh} peut être calculée et les mesures seront ajustées par la suite.

$$V_{sh} = U_x \sin \tau = (V_0 + V_1)/2 \quad (55)$$

Aussi bien que pour $\tau \ll 1$ alors $\cos \tau \approx 1$

$$U_t = (V_0 - V_1)/2 = V_0 - V_{sh}. \quad (56)$$

(Notation de l'auteur)

1.6.2. Mesure PIV

Comme la vélocimétrie laser Doppler, la Vélocimétrie par Image de Particules (PIV) [165] est basée sur la mesure de la vitesse de particules jouant le rôle de traceurs entraînés par le fluide. Par contre au lieu de concentrer la lumière dans un petit volume de mesure, une tranche très mince de l'écoulement est illuminée grâce à un plan de lumière laser. Les particules traceuses sont ainsi rendues visibles ce qui va permettre de prendre des images de ces particules à des instants successifs. Il suffit donc de déterminer la distance séparant ces images consécutives pour connaître le déplacement local du fluide. Comme on enregistre simultanément les images de toutes les

particules présentes dans la tranche illuminée, on accède ainsi au champ instantané des vitesses. La mesure est donc accomplie en deux étapes : la première consiste à enregistrer les images, la seconde correspond à l'analyse de ces images pour déterminer le déplacement des traceurs.

1.6.2.1. Techniques d'illumination

L'enregistrement d'images destinées à la PIV peut, en principe, être effectué aussi bien avec de la lumière blanche qu'avec un laser. Toutefois un laser permet de réaliser des tranches lumineuses très minces plus facilement. Selon la technique mise en œuvre, on fera appel à des lasers continus ou pulsés.

Dans toutes les applications relatives à des écoulements à vitesse supérieure à 2m/s, on utilise un laser Nd-Yag, le plus souvent constitué de deux cavités couplées. Les énergies produites par ces sources à chaque émission s'étendent de 20 à 500 millijoules avec la majorité utilisée pour des applications standards au dessous de 100 millijoules. La durée du pulse est très breve (environ 10 à 40ns) avec une fréquence d'éclairement de 10 à 20 Hz.

Les tranches lumineuses peuvent être générées à l'aide de lentilles cylindriques, de faisceaux oscillants avec miroirs polygonaux ou miroirs tournants. En général, des lentilles sphériques sont associées au montage optique afin de maintenir une faible épaisseur de la tranche de lumière.

1.6.2.2. Acquisition des images

Le dispositif de base d'un système de PIV est présenté à la Figure I - 70 : un laser pulsé, une caméra CCD placée selon un axe perpendiculaire à la tranche laser de sorte à obtenir une image bien nette de particules traceuses. La caméra est capable d'enregistrer l'image de chaque pulse sur un fond d'image séparé. Une séquence de deux pulses est enregistrée et l'image est divisée en petites zones appelées zone d'interrogation. Ces zones d'interrogation de chaque image I_1 et I_2 sont corrélées entre elles pixel par pixel (cross corrélation). La corrélation donne un signal de pointe, identifiant le déplacement de particules le plus convenable. Par suite la vitesse est calculée par interpolation sub-pixel.

Un champ de vecteur vitesse est obtenu sur toute la zone de mesure en répétant la corrélation pour chaque zone d'interrogation sur les deux fonds d'images enregistrées par la caméra.

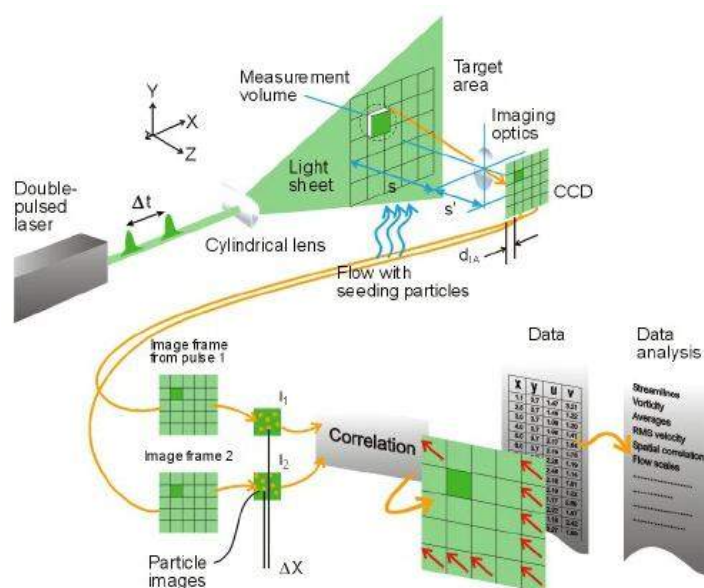


Figure I - 70 : principe de base des mesures PIV [150]

1.6.3. Mesures des flux thermiques

Un flux de chaleur émis ou absorbé par une surface peut être mesuré directement, en utilisant des fluxmètres, ou en se référant à un bilan d'énergie totale, ou bien aux mesures de température au cours du temps à la surface ou dans le corps. Donc, il n'y a pas une méthode unique et absolue pour mesurer des flux thermiques.

Cependant, la plupart des capteurs fluxmètres s'appuient sur l'un des trois principes suivants [166-168] :

- la mesure d'un gradient de température entre deux points physiques de la matière : ils exploitent le gradient de température engendré dans un milieu conducteur par la propagation d'un flux thermique.
- la mesure de la variation temporelle de la température : ces fluxmètres nommés à inertie exploitent l'élévation de température engendrée par l'absorption d'un flux thermique pour une capacité thermique déterminée.
- la mesure du gain en température de la surface

Les techniques de mesure utilisant le deuxième principe nécessitent dans la plupart des cas des calculs lourds et complexes. D'autre part, les techniques utilisant le troisième principe sont généralement difficiles à mettre en œuvre.

On s'intéressera aux fluxmètres à gradient qui seront utilisés pour notre application dans la suite de l'étude. Le principe des fluxmètres à gradient est d'appliquer directement la loi de Fourier en mesurant un gradient de température (différence de température divisée par l'épaisseur) au sein de la paroi elle-même (méthode intrinsèque) ou au moyen d'une paroi auxiliaire appliquée sur celle-là (méthode de contact).

La paroi auxiliaire peut être homogène, on mesure alors la différence de température entre ses deux faces. Dans ce cas, on dit qu'on a un fluxmètre à gradient normal.

D'autre part, la paroi peut présenter des hétérogénéités dans un plan et ce sont les hétérogénéités de température dans ce plan que l'on mesure. Dans ce cas, on dit qu'on a un fluxmètre à gradient tangentiel.

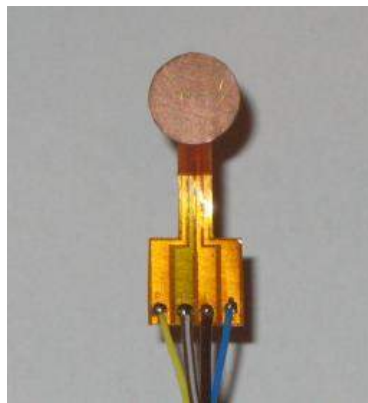


Figure I - 71 : exemple de fluxmètre

Le gradient de température est déduit de la tension mesurée aux bornes du fluxmètre. Le flux ϕ est ainsi proportionnel à la tension U :

$$\phi = K_f \cdot U \quad (57)$$

K_f Étant un coefficient qui dépend essentiellement du type du fluxmètre et de la température à la surface de contact entre le fluxmètre et la paroi sur laquelle il est collé. Grâce à un thermocouple intégré, ces fluxmètres permettent également de mesurer la température de surface.

1.6.4. Caméra thermique

Une caméra thermique permet de mesurer des températures de paroi sur toute la zone visible par la caméra. Le capteur de mesure qu'elle contient retransmet, dans une bande passante donnée, une tension liée au flux radiatif reçu. Ce flux dépendant de la température de la paroi émettrice, on peut ensuite remonter à celle-ci.

Pour ces mesures, la caméra est étalonnée en laboratoire avec un corps noir (ou des conditions s'en rapprochant le plus possible). Ainsi, en mesurant la tension de chaque pixel, on peut accéder par la courbe d'étalonnage, à la température du corps noir équivalent. En réalité, les matériaux observés sont des corps réels et non des corps noirs et leurs températures réelles sont obtenues en prenant en compte leurs valeurs d'émissivité.

La mesure de température par une caméra numérique est donc celle d'un corps noir recalibré ensuite en fonction de l'émissivité du matériau. Si la zone de mesure comporte deux zones d'émissivités différentes, on ne peut pas obtenir simultanément les températures des deux zones. Pour y remédier, on peut peindre tous les matériaux avec une peinture possédant une très forte émissivité, afin d'obtenir le même comportement pour tous les matériaux. L'inconvénient est que les échanges thermiques peuvent être modifiés dans la zone étudiée. Cependant, il faut garder un œil critique vis-à-vis des mesures. Le flux émis dépend de l'angle à la normale avec la surface (*Figure I -72*). Cette condition limitera par la suite (dans le cas de géométries à différentes inclinaison), la taille des surfaces à mesurer.

Parmi les inconvénients de cette technique, on peut citer :

- l'appareil de mesure fournit une température de rayonnement qui est différente de la vraie température, cet écart augmente avec l'écart de l'émissivité de la surface de l'unité.
- des additifs (voir peinture noire) permettent de réduire l'influence de l'émissivité de la surface, mais par contre ils influent en modifiant les échanges thermiques de la surface et donc sa température.

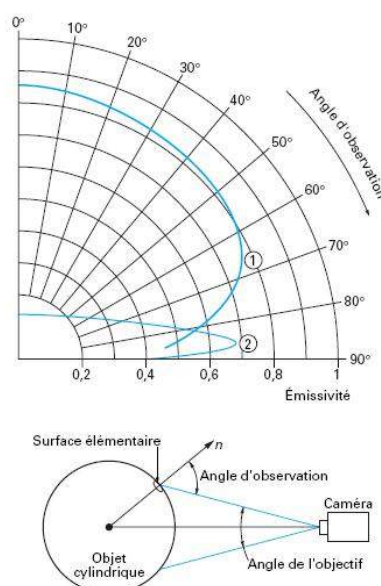


Figure I -72 : définition de l'angle d'observation et émissivité directionnelle d'un caoutchouc à 80 °C chargé au graphite d'un acier inox 304 à 5 mm [169]

I.7. Conclusion

Dans ce chapitre une étude bibliographique des différentes problématiques de la thèse ainsi que des différentes techniques utilisées ont été présentés. Cette étude sert d'une part à connaître l'état de l'art des différentes problématiques et d'autre part d'apporter les informations nécessaires pour une utilisation correcte et adéquate des différents outils des mesures.

Par la suite le chapitre II est plus ciblé sur nos propres moyens d'essais développés dans le cadre de cette thèse ainsi que sur les méthodologies de mesures et des caractéristiques des différentes techniques adaptées selon les différents besoins.

Chapitre II: Moyens expérimentaux mis en œuvre

L'objet de ce chapitre est de présenter les moyens expérimentaux et les techniques de mesures utilisés et développés durant la thèse.

Après avoir décrit le compresseur test de l'étude, le banc turbocompresseur qui a été développé durant la première partie de la thèse sera présenté en détail. Ce banc a été développé en partant de la première version qui a été conçue durant la thèse de M. Cormerais [137].

Grâce à ce moyen de mesure il a fallu comprendre l'importance des conditions aérodynamiques sur le comportement de la turbomachine. Or des interactions complexes existent et les analyses expérimentales de ces phénomènes sont rares. Pour cela, des techniques d'anémométrie laser ont été mises en place. Par conséquent, les techniques de mesures locales en aérodynamiques seront présentées en commençant par la LDA. Cette technique de mesure sera sélectionnée dans cette thèse comme la technique principale des mesures locales en aérodynamique. La PIV ayant aussi été utilisée sera succinctement présentée par la suite.

Un des objectifs de la thèse est l'analyse thermique de différents phénomènes complexes. Etant donné le manque d'analyse expérimentale relevé dans la synthèse bibliographique (qui se concentrent sur l'analyse des températures mesurées ou calculées), il est important d'obtenir expérimentalement une base de données des flux thermiques à différents endroits du turbocompresseur. Pour cela nous avons mis en place une nouvelle technique de mesure de flux thermique surfacique pour l'application du turbocompresseur. Cette nouvelle technique sera présentée dans un troisième temps avant de terminer par l'application de la caméra thermique.

II.1. Présentation du compresseur étudié

Cette partie vise à présenter les caractéristiques physiques du turbocompresseur qui a servi pour cette étude (Tableau II - 1).

Tableau II - 1 : Caractéristiques physiques du turbocompresseur utilisé

Diamètre tête d'aube entrée roue	D1-ta	30,8 mm
Diamètre moyeu entrée roue	D1_m	11,62 mm
Diamètre sortie roue	D2	46 mm
Largeur sortie roue	b	2,55 mm
Nombre d'aubes	Z	12 dont 6 inter-aubes
Angle d'entrée roue au milieu d'aube	β_{1_c}	57,9°
Angle sortie d'aube	β_2	40,7°
Surface constante du diffuseur	a*b	const
Rapport des diamètres de diffuseurs	D3/D2	1,17
Diamètre de la sortie volute	Dv	30 mm

La Figure II - 1 présente les notations des différents paramètres géométriques de la roue et de la volute compresseur. Ces paramètres sont affichés dans le Tableau II - 1.

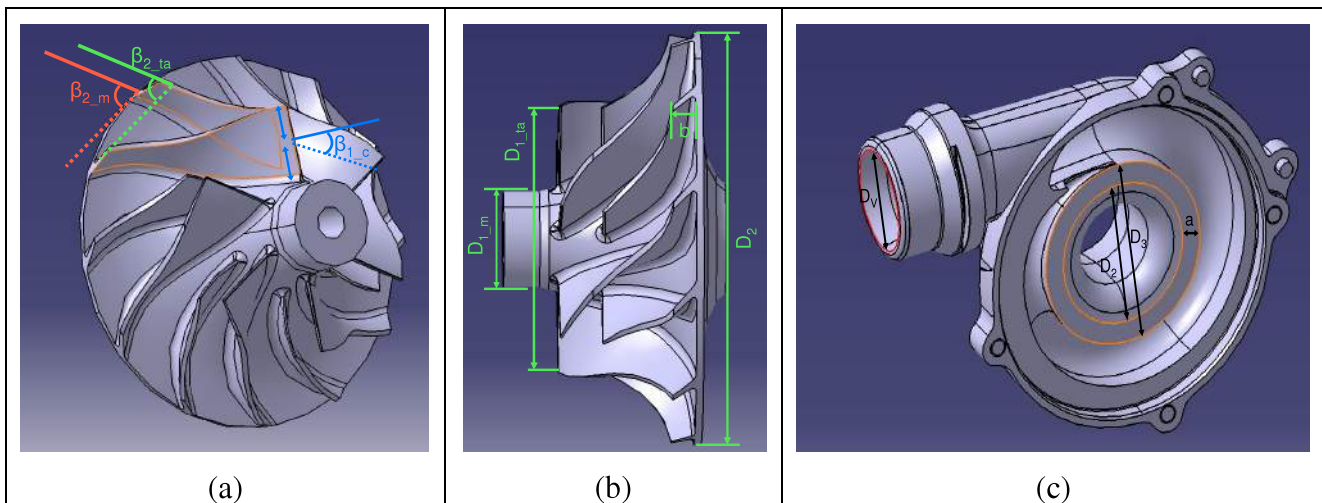


Figure II - 1: caractéristiques géométriques (a, b) de la roue compresseur (c) de la volute du compresseur

Angle d'incidence

Dans le cadre de notre étude on cherche à étudier l'influence de différentes géométries d'entrée sur le comportement du compresseur. Par conséquent, un des paramètres qui semble être le plus important et dont l'effet sera déterminant pour les caractéristiques du compresseur est l'angle d'incidence à l'entrée. Bien que théoriquement la valeur idéale qu'on souhaite atteindre soit un angle d'incidence nul, des études montrent que l'angle d'incidence optimal testé peut varier entre -10° et +10°. Watson [52] présente les résultats d'une incidence optimale entre 5° et 8°. Rodgers [170] l'estime entre -4° et -6°. De même Steinke et Crouse [171], expliquent l'existence d'une marge d'incidence relative à chaque section d'aube et dont les pertes par incidence sont très faibles lors du fonctionnement dans les limites de cette marge. Ils ajoutent aussi que pour un fonctionnement à l'extérieur de ces limites, les pertes par incidence augmentent très rapidement.

Afin de bien maîtriser les pertes par incidence générées pour tout point de fonctionnement du compresseur, il est nécessaire de calculer cette incidence pour tous les points de fonctionnement du compresseur à différents niveaux de l'entrée entre le moyeu et la tête d'aube et par conséquent l'angle de l'écoulement. Un exemple de l'angle de l'écoulement est présenté à la Figure II - 2.

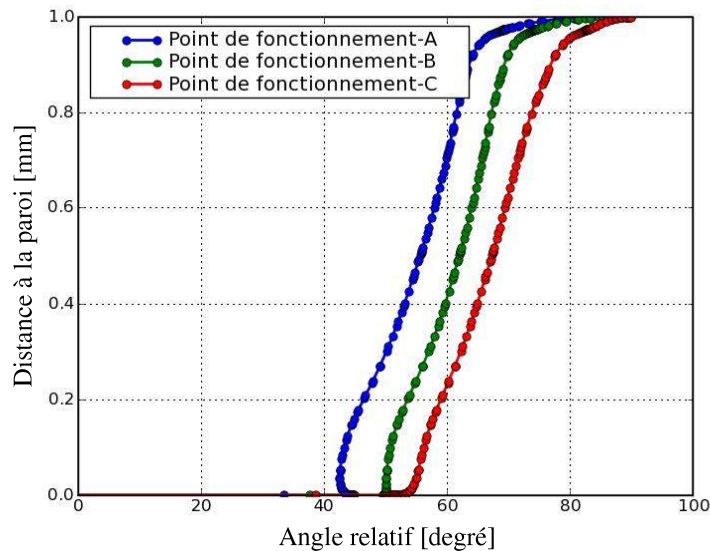


Figure II - 2: angle de l'écoulement à l'entrée de l'aube pour une vitesse de rotation de 92000 tr/min et pour trois points de fonctionnement (A) à 0,031kg/s, (B) à 0,043kg/s et (C) à 0,055kg/s.

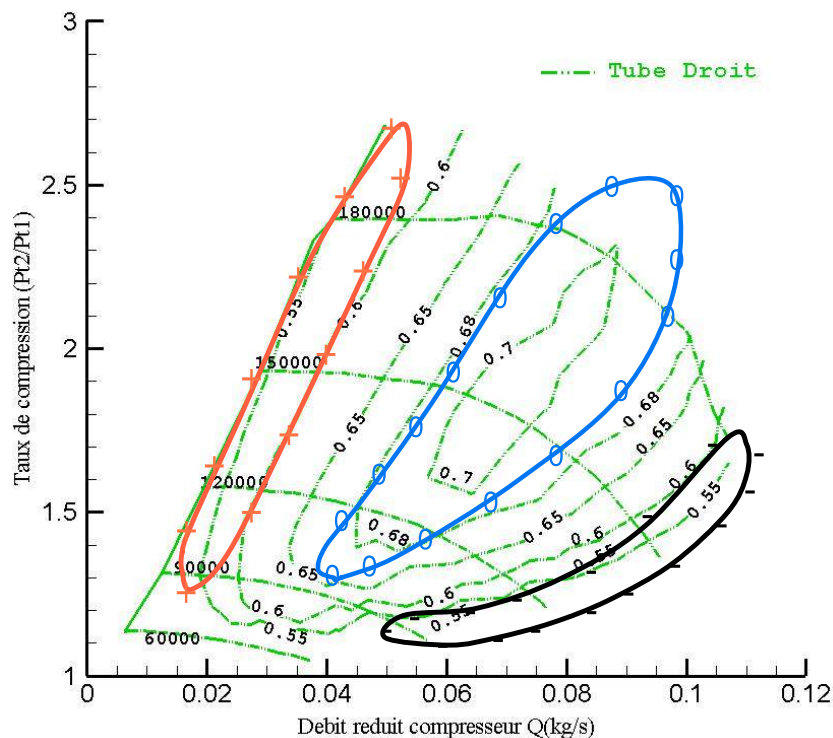


Figure II - 3 : les trois zones de fonctionnement à incidence positive (zone rouge), négative (zone noire) et faible incidence (zone bleu)

L'idéal étant d'obtenir un angle d'incidence global qui soit le plus adapté possible, une estimation des tendances d'angle d'incidence dans trois zones de la cartographie compresseur à mi hauteur de l'aube entre le moyeu et la tête d'aube (Figure II - 3) est effectuée.

La première zone est la zone proche pompage à faible débit. C'est une zone à incidence positive pour en moyenne un angle d'incidence entre $[+15^\circ, +20^\circ]$.

La deuxième zone est la zone au centre du champ à rendement maximal et débit moyen. Cette zone est celle à incidence globale minimale. On estime un angle d'incidence entre $[-3^\circ, +5^\circ]$.

La troisième zone est la zone à fort débit. Cette zone est à incidence négative avec en moyenne un angle d'incidence entre $[-7^\circ, -11^\circ]$.

II.2. Banc Turbocompresseur de l'Ecole Centrale de Nantes

Afin de pouvoir mesurer les caractéristiques d'un turbocompresseur, un banc d'essais turbocompresseur a été développé au cours de cette thèse dans le Laboratoire de Mécanique des Fluides à l'Ecole Centrale de Nantes. Durant ces trois années, ce banc a constamment évolué afin de pouvoir acquérir toutes les options nécessaires à la réalisation d'une étude aérothermique complète du turbocompresseur. De même depuis les premières mesures, la méthode d'acquisition et de post-traitement a évolué dans le but d'améliorer et d'affiner les résultats.

II.2.1. Objectifs et capacités du banc turbocompresseur

En plus de pouvoir mesurer des champs turbines et compresseurs, le but du banc turbocompresseur est de pouvoir étudier d'une façon complète l'impact des conditions aérothermiques sur le fonctionnement de la turbomachine. Pour cela, une exigence sur la flexibilité des changements des conduites de connections est nécessaire afin de pouvoir tester facilement différentes formes aérauliques en entrée turbine et compresseur. De plus, le banc doit permettre de réaliser des mesures locales du profil de l'écoulement à différents endroits de l'entrée et sortie du turbocompresseur. Ces informations vont servir comme données d'entrée afin de simuler le comportement du moteur dans les différents régimes.

Afin de répondre à ce cahier des charges quatre conditions principales ont servi à la conception du banc :

- température en entrée turbine réglable entre 25°C et 600°C pour un débit allant jusqu'à $0,2 \text{ kg/s}$.
- température d'entrée de l'huile réglable et contrôlable entre 20°C et 125°C .
- avoir un accès optique adapté à la méthode de mesure en entrée et sortie du compresseur et de la turbine.
- avoir une flexibilité sur la ligne d'admission afin de pouvoir raccorder et tester différentes géométries.

II.2.2. Première version du banc turbocompresseur

II.2.2.1. Architecture du banc turbocompresseur initial

Le banc turbocompresseur est alimenté par une entrée d'air comprimé et régulé en température et en pression (Figure II - 4). Un choix de base concernant la génération de l'air comprimé chaud était réalisé avant le début de la thèse. Deux compresseurs à vis sont branchés en parallèle sur un réservoir d'air comprimé de 5 m^3 ce qui permet de maintenir une pression relativement constante du circuit d'air pendant le fonctionnement. En sortie du réservoir, un sècheur est branché en plus d'un régulateur de pression qui assure une pression parfaitement constante en entrée du banc et des électrovannes pour contrôler le débit d'air dans le circuit de la turbine.

Cet air comprimé est ensuite chauffé au moyen d'un réchauffeur électrique d'une puissance de 144 kW (Figure II - 4 à Figure II - 6). La température maximale de sortie du réchauffeur est de 750°C

mais pour des raisons de sécurité, la température d'utilisation de cet air pour les turbocompresseurs sera limitée à 600 °C.

Pour le fonctionnement du turbocompresseur, une centrale de graissage est utilisée pour la lubrification des paliers.

Le débit massique de l'air est mesuré par des débitmètres Proline t-mass 65F et un capteur inductif est utilisé pour mesurer le régime du turbo. Différents thermocouples servent à la mesure de la température à différents endroits et des capteurs piézorésistifs sont utilisés pour la mesure de pression. Toutes les mesures sont reliées à une carte d'acquisition connectée directement sur PC. Pour pouvoir réaliser des mesures laser, des brides avec différents modèles de fenêtres optiques ont été réalisées et testées.

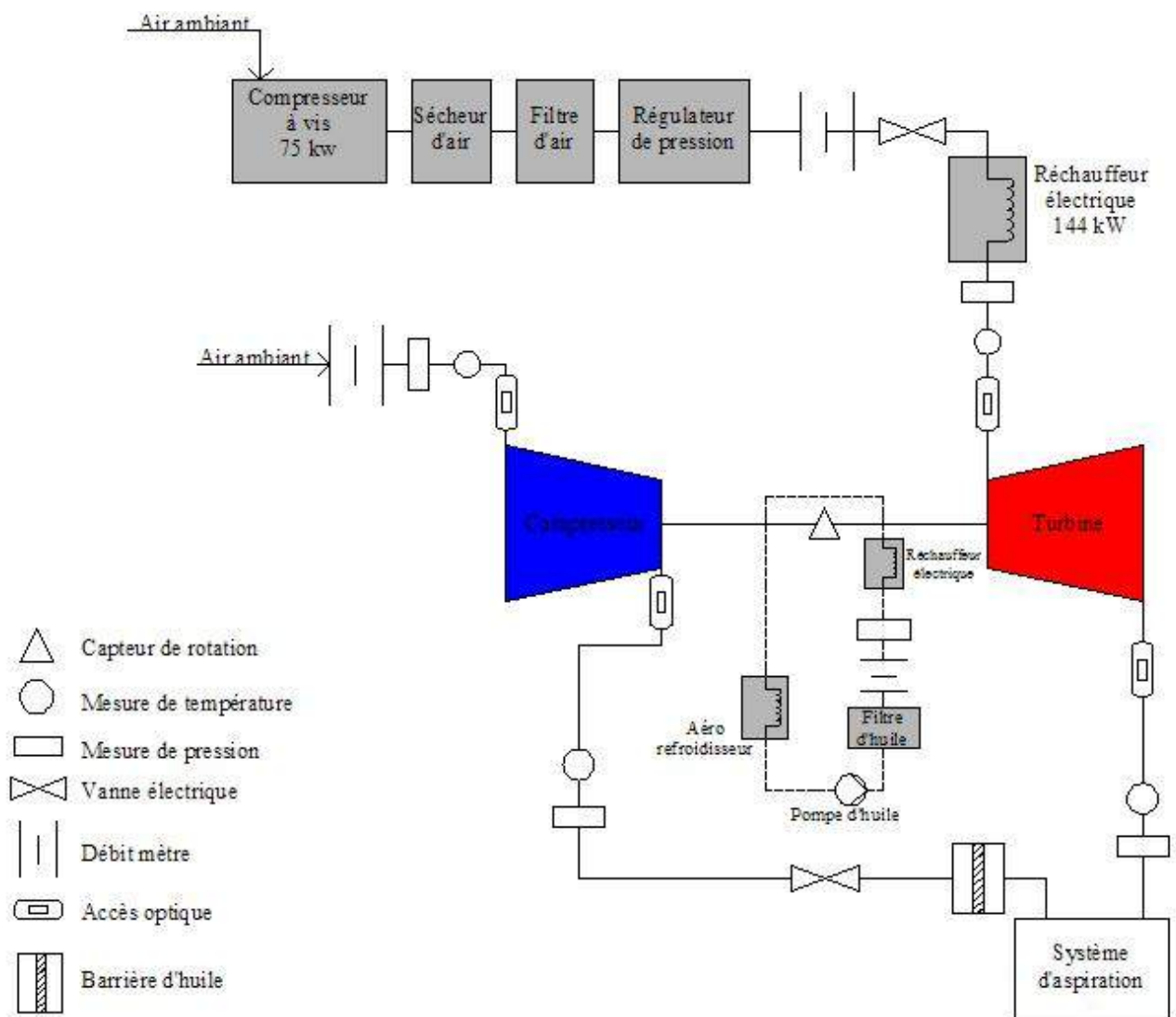


Figure II - 4: architecture du banc turbocompresseur développé à l'ECN



Figure II - 5: photo du banc turbocompresseur développé pour la thèse

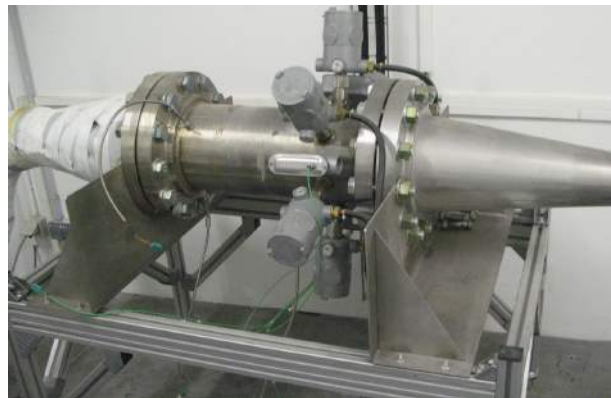


Figure II - 6: réchauffeur 144 kW [172]

Dans cette partie, nous allons décrire les différentes versions du banc turbocompresseur au fil de l'étude. Dans la première version, une centrale de graissage (qui existait déjà au laboratoire) a été utilisée afin d'alimenter le circuit de lubrification du turbocompresseur. Sur le circuit d'huile, un débitmètre a été installé avec un capteur de pression et un filtre limitant le passage des déchets jusqu'aux paliers du turbo. Toutes les conduites de connexion du circuit d'huile étaient assurées par des tuyaux flexibles vu la facilité et la rapidité de branchement. De plus, le démarrage de la pompe de graissage était manuel et déconnecté du logiciel de contrôle et d'acquisition.

Concernant les circuits d'air, deux débitmètres ont été utilisés respectivement à l'entrée compresseur et turbine, servant à la mesure du débit d'air dans les deux circuits. De plus, deux électrovannes placées à l'entrée turbine et à la sortie compresseur servent à régler le débit d'air des deux circuits. Différents thermocouples ont été installés pour la mesure de la température à différents endroits en plus des capteurs piézorésistifs utilisés pour la mesure de pression. De même un capteur inductif a été installé sur la volute d'une manière affleurante aux aubes afin de pouvoir compter le nombre de tour de la roue compresseur. Finalement tous les capteurs sont reliés à une carte d'acquisition connectée directement sur PC. De plus, afin de pouvoir étudier l'écoulement de

façon local à l'entrée et sortie du turbocompresseur, des mesures LDA et PIV ont été réalisées. Par la suite, des brides avec différents modèles de fenêtres optiques ont été réalisées et testées.

La première version du banc turbocompresseur qui vient d'être présentée a été développée durant la première année de la thèse. Cette version comportait les options de base concernant les paramètres de contrôle et de mesure des différentes caractéristiques du fonctionnement du turbocompresseur. Par la suite elle a permis de réaliser les mesures initiales qui ont engendrées les premières réflexions. Cela nous a amené à réaliser plusieurs modifications ou améliorations durant les deux années qui ont suivies.

II.2.2.2. Critiques de la première version du banc

* Mesure de pression à l'entrée du compresseur

Selon cette première version du banc turbocompresseur, la mesure de pression à l'entrée du compresseur était réalisée à l'aide d'une bride à trois raccords de pression connectés entre eux par un circuit (Figure II - 7). Lors des mesures de l'influence des différentes singularités à l'entrée de la roue sur le comportement du compresseur, cette bride était placée entre la singularité à tester, et l'entrée du compresseur. Cette technique a été choisie afin de ne pas intégrer la perte de charge générée par la singularité dans le taux de compression mesuré. Cependant cette méthode de mesure s'est avérée peu précise à cause des instabilités générées par les géométries à formes complexes, qui influent sur la mesure de pression. En plus pour les premiers essais réalisés, la position relative des raccords de pression n'était pas fixée d'un essai à l'autre, et donc le positionnement de raccords en face des zones de gradient de pression était aléatoire et par la suite la moyenne de pression mesurée n'était pas répétable.



Figure II - 7: bride à trois raccords pour la mesure de pression

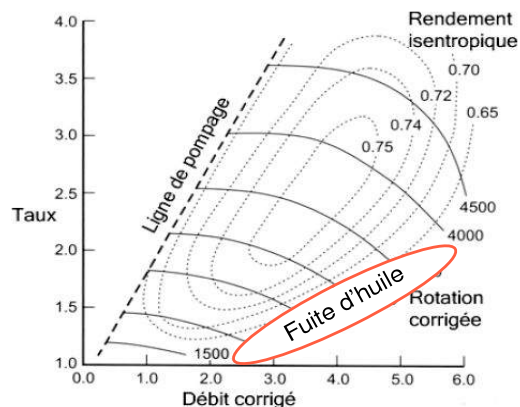


Figure II - 8 : zone de fonctionnement à risque de fuite d'huile

* Température d'huile en entrée turbocompresseur et dans la centrale de lubrification

Avec la première version du banc, la température de l'huile de lubrification en entrée turbocompresseur n'était pas contrôlée ni chauffée. Ainsi, la température de l'huile de la centrale augmentait d'une part tout au long de la journée d'essai et d'autre part était dépendante des conditions ambiantes. De plus, puisque la température de l'huile augmentait progressivement, et afin de ne pas dépasser la température limite maximale de fonctionnement du débitmètre d'huile, nous étions obligés d'arrêter les mesures et d'attendre une baisse de température suffisante pour poursuivre.

* Raccord de mesure de la pression

Les raccords pour la mesure de pression n'étaient pas affleurants et risquaient de générer des perturbations pour l'écoulement et de fausser les mesures de pression.

* Fonctionnement dans les zones à grande fuite d'huile

Le fonctionnement du turbocompresseur sur un banc organe est différent de son fonctionnement sur moteur du fait de l'indépendance des flux qui traversent le compresseur et la turbine. Pendant les mesures LDA et PIV en sortie du compresseur, on a remarqué que pour une certaine zone de fonctionnement, des gouttelettes d'huile de lubrifications étaient projetées avec l'écoulement d'air à la sortie du compresseur. Ce phénomène encrassait très vite les différents hublots testés. La zone de fonctionnement en question est celle correspondant à un faible taux de compression pour les hauts débits du champ compresseur (Figure II - 8).

II.2.3. Deuxième version du banc turbocompresseur

Suite à une première évaluation ayant pour objectif d'améliorer la première version du banc turbocompresseur, différents paramètres ont été sélectionnés pour qu'ils soient modifiés et corrigés. Ces paramètres sont les suivants :

- correction des raccords des prises de pression de manière à ne pas perturber l'écoulement ni la mesure de pression.
- le chauffage et le contrôle de l'huile à l'entrée du circuit de lubrification du compresseur
- le refroidissement et le contrôle de la température d'huile dans la centrale de graissage
- la limitation de fonctionnement du compresseur dans les zones à droite du champ afin de diminuer les jets d'huile en sortie du compresseur
- modification de l'endroit de mesure de la pression à l'entrée du compresseur

Les modifications effectuées pour améliorer le fonctionnement du banc d'essais sont détaillées par la suite



Figure II - 9: circuit à trois raccords de grand diamètre pour la mesure de pression

* Correction des raccords des prises de pression

Les premiers raccords de mesure de pression ont été réalisés en perçant et taraudant dans le tuyau afin de visser les raccords en cuivre ou inox qui servait à réaliser le réseau moyennant la mesure de la pression statique au niveau de la section. L'erreur induite par cette technique provient de la grandeur du trou réalisé et de la perturbation de l'écoulement ainsi engendrée. La solution de remplacement proposée est de braser les raccords sur l'extérieur du tube et ensuite de percer un trou

de 1mm dans le tuyau afin de créer la connexion avec le circuit de mesure de la pression statique (Figure II - 9).

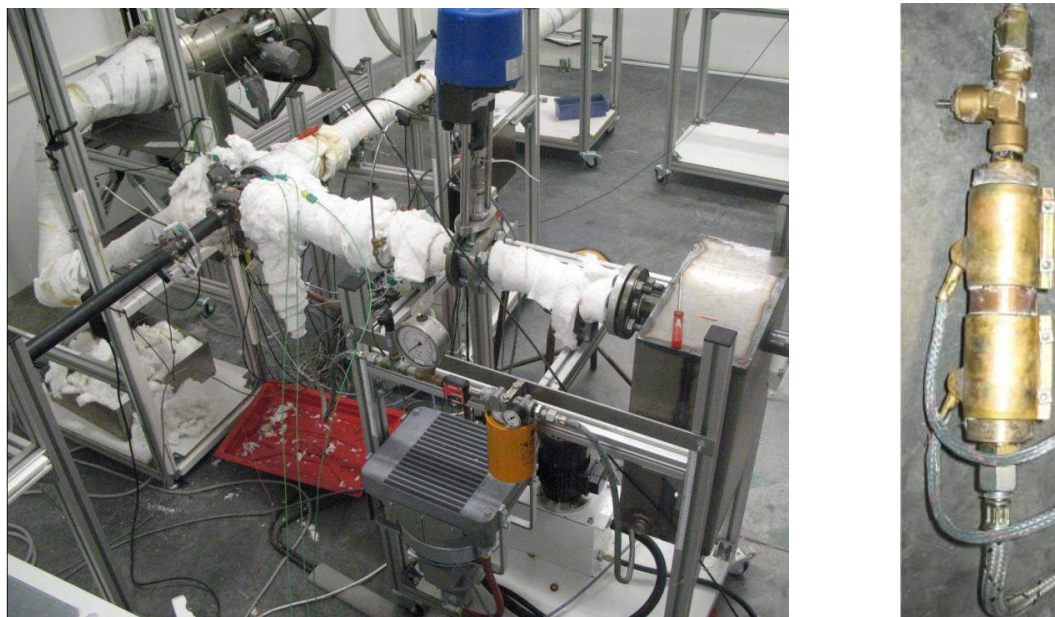


Figure II - 10: vue générale du banc et collier chauffant utilisé à l'entrée du circuit d'huile

*** Contrôle de la température d'huile en entrée compresseur et dans la centrale de lubrification**

L'entrée de l'huile est chauffée afin de pouvoir régler sa température entre (20°C et 150°C). Généralement, afin d'avoir une bonne qualité de lubrification en suivant les consignes du constructeur, la température d'huile est maintenue à $90^{\circ} \pm 2^{\circ}\text{C}$ pour les essais standards. De même, afin de pouvoir refroidir et contrôler la température du bac à huile, un aéro-refroidisseur a été installé en boucle fermée sur le volume d'huile de la centrale de graissage (Figure II - 10 et Figure II - 11).

L'huile est aussi filtrée à 10 microns avec un filtre à cartouche avec un média filtrant de type fibre de verre. Une dépression dans la centrale de graissage a également été testée de façon à avoir des conditions de sortie d'huile proches de celles sur moteur (0,85 -0,9 bar).



Figure II - 11: centrale de graissage avec l'aéro-refroidisseur

*** Limitation des fuites d'huile en sortie compresseur**

Pour les points situés en bas et à droite du champ, la lubrification était de mauvaise qualité, ce qui a engendré un endommagement de plusieurs turbos. Ainsi, ce problème indique qu'il faut éviter de

réaliser des essais expérimentaux avec une grande différence de pression entre la roue du compresseur et celle de la turbine. Ce point sera pris en compte dans la suite de l'étude

* Modification de la mesure de la pression à l'entrée du compresseur

La mesure de pression à l'entrée du compresseur a été décalée à l'amont de la singularité que l'on cherchait à tester. Par la suite, cette technique intégrait la perte de charge due à l'existence de la géométrie raccordée à l'entrée. Pour cela une nouvelle méthodologie de mesure et de post-traitement a été mise en place et sera présentée par la suite.

II.2.4. Instrumentation et calcul thermodynamique

* Températures

La mesure de température de l'air se fait à l'aide de thermocouples de type K chemisés et de diamètre 1 mm. Ces thermocouples sont installés à l'entrée et sortie du compresseur et de la turbine. Les thermocouples sont introduits d'une manière à mesurer la température à une distance de $2/3D$ de la paroi. Un seul thermocouple par section peut être suffisant à condition que la pénétration dans l'écoulement soit réglée de la même manière pour tous les thermocouples utilisés. Ces sondes peuvent être comparées à des cylindres de faibles diamètres et par la suite une petite couche limite va se former à leur entourage. Néanmoins, on considérera que la grandeur mesurée est la température statique.

* Pression

Pour la mesure de la pression à la sortie et à l'entrée du compresseur et de la turbine des capteurs piezorésistifs relatifs HCX [173] de SensorTechnics sont utilisés.

En fonction de l'endroit de mesure et de pression minimale et maximale à mesurer, la plage de fonctionnement est choisie de manière à avoir le moins d'incertitudes possibles :

- 5 bars relatifs en entrée turbine
- 2 bars relatifs en sortie compresseur
- 350 mbar relatif pour l'entrée compresseur
- 100 mbar en sortie turbine

* Débit d'air :

Le débit massique est mesuré par des débitmètres Proline t-mass 65F (Figure II - 12-a) (la précision est de $\pm 1,5\%$ de la valeur mesurée pour une mesure située entre 100% et 20% de la pleine échelle et de $\pm 0,3\%$ de la valeur de pleine d'échelle entre 20% et 1% de la pleine échelle).



(a)



(b)

Figure II - 12: (a) débitmètre d'air [174], (b) débitmètre d'huile [175]

* Débit d'huile

Afin de mesurer le débit d'huile, un débitmètre volumétrique pour très faible débit a été utilisé. Cet organe est connu sous le nom de Microsteam et commercialisé par BAMO (Figure II - 12-b) [175]. Le principe de ce capteur est basé sur la rotation d'une roue induite par le passage de l'écoulement d'huile. Ainsi un signal carré en tension est fourni en sortie du capteur, ce signal est proportionnel au débit d'huile traversant le capteur. Pour ce genre de capteur, le constructeur garantit une précision de plus ou moins 2% de l'étendue de mesure.

* Température de paroi

Afin d'estimer les pertes thermiques vers le milieu ambiant différentes températures de parois ont été mesurées. L'adaptation de ces mesures a nécessité l'utilisation de différentes méthodologies. Le premier critère pour le choix de la technique repose sur la gamme de température à mesurer et par la suite sur le type du thermocouple, la technique de fixation et la tenue de la colle à utiliser. Les hautes températures du côté de la turbine empêchent l'utilisation de la majorité des colles thermo-conductrices. Pour cela la première solution était d'utiliser une colle chargée en acier résistant jusqu'à 1100°C afin de coller des thermocouples de type K et de diamètre égale à 0,2 mm. Cette colle [176] se manifeste comme du ciment et s'avère thermo-isolante et de même fragile aux vibrations. La deuxième solution était de réaliser des petits trous ajustés aux diamètres des thermocouples dans la peau du carter turbine et de fixer des thermocouples enrobés de 1mm de diamètre par ajustement solide. Cette solution s'avère robuste et efficace, par contre le fait d'avoir un trou de fixation empêche la mesure de la température exacte de la paroi mais celle à 3 mm en moyenne de profondeur.

Pour le côté compresseur, d'autres méthodologies s'avèrent plus efficaces et plus facile à l'utilisation. Deux techniques ont été utilisées finalement. La première était d'utiliser des thermocouples de surfaces à puce collante. L'utilisation de ces thermocouples est très facile et tiens jusqu'à 150°C. Le seul inconvénient de cette méthode est qu'elle n'est plus efficace en présence de fuites d'huile et par la suite les thermocouples se détachent. La deuxième solution était de fixer des thermocouples de type K de 0,2 mm de diamètre avec une colle thermo-conductrice et résistante aux vibrations (Araldite).

* Vitesse de rotation

La vitesse de rotation de l'axe du turbocompresseur est mesurée grâce à un capteur inductif Pico-turn commercialisé par la société ACAM (Figure II - 13) [177]. Ce capteur est monté directement sur la volute du compresseur d'une manière à garantir une zone sensible proche du passage des aubes. Ce défilement des ailettes métalliques en face de la tête du capteur va l'exciter tout en modifiant son inductance et par la suite ses variations seront converties en un signal proportionnel à la vitesse de rotation. Le boîtier amplificateur peut être réglé de façon à prendre en compte le nombre d'aubes de la roue et ainsi fournir directement la vitesse de rotation de l'arbre. Le constructeur garantit une plage de mesure entre 200 et 350000 tr/min.



Figure II - 13: capteur inductif de mesure du régime turbocompresseur [177]

* L'acquisition et le post-traitement

Afin de pouvoir calculer toutes les variables nécessaires à la caractérisation du turbocompresseur et dans le but de travailler dans un système d'unité standard on commence par calculer les coordonnées corrigées comme présenté au paragraphe I.1.1.2. Afin de prendre en compte l'effet de l'énergie cinétique de l'écoulement dans le bilan d'énergie du compresseur ou de la turbine, il est nécessaire de calculer la température et la pression totale à l'entrée et sortie du compresseur et de la turbine. Par la suite, ces températures et pression totales vont servir au calcul du taux de compression et de détente, des rendements et des coordonnées réduites. La pression totale est calculée d'après les équations des gaz parfaits et de Laplace.

$$\rho = \frac{P_s}{rT_s} \quad (58)$$

$$V = \frac{\dot{m}.r.T_s}{P_s.A} \quad (59)$$

$$T_t = T + \frac{V^2}{2.C_p} \quad (60)$$

$$p_t = p \cdot \left(\frac{T_t}{T} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (61)$$

Les variables caractéristiques au niveau de la turbine sont :

$$N_{T,cor} = \frac{N_C}{\sqrt{T_{T,in,t}/T_{ref}}} \quad (62)$$

$$\dot{m}_{T,cor} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{T,in,t}/T_{ref}}}{p_{T,in,t}/p_{ref}} \quad (63)$$

$$\tau_{T_{-it}} = \frac{p_{T,in,t}}{p_{T,out,t}} \quad (64)$$

$$\tau_{T_{-ts}} = \frac{p_{T,in,t}}{p_{T,out}} \quad (65)$$

Les variables caractéristiques au niveau du compresseur sont :

$$N_{C,cor} = \frac{N_C}{\sqrt{T_{C,in,t}/T_{ref}}} \quad (66)$$

$$\dot{m}_{C,cor} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{C,in,t}/T_{ref}}}{p_{C,in,t}/p_{ref}} \quad (67)$$

$$\tau_{C_{-it}} = \frac{p_{C,out,t}}{p_{C,in,t}} \quad (68)$$

A partir de ces différents paramètres, il est alors possible de tracer les champs compresseurs et turbine.

*Méthodologie de mesure d'un champ compresseur

Deux méthodologies de mesure des champs turbine et compresseur ont été testées. Durant la première méthodologie, les iso-vitesses à tracer avec le nombre et la position des points de mesures sont définis au préalable. Durant ces mesures, le but était de contrôler les ouvertures des vannes d'entrée turbine et de sortie compresseur afin d'assurer les isovitesses visées. Cette méthode s'avère très coûteuse au niveau du temps de contrôle surtout que le pilotage de ces électrovannes n'est pas automatisé et est assuré par l'opérateur du banc. De même la régulation n'était jamais parfaite et un petit écart était toujours présent entre les différentes valeurs de vitesses de rotations des points sensés appartenir à une même ligne d'isovitesse. Malgré l'importance de pouvoir afficher directement les points mesurés, cette méthodologie semble inapplicable pour un système sans régulation automatisé. Pour cela elle n'a pas été sélectionnée pour la suite de l'étude. Une deuxième technique plus facile à l'application et plus robuste a été mise en place. Celle-ci consiste à mesurer une grille de points prédéfinis de façon à assurer un bon maillage du champ complet et de pouvoir interpoler dans la suite entre les points de mesure (Voir Annexe B).

Une fois l'acquisition terminée, le fichier de mesures brutes est utilisé pour réaliser le calcul thermodynamique et les paramètres corrigés du turbocompresseur. Cette étape est assurée à l'aide d'une feuille Excel qu'on a déjà programmé avec les formules présentées dans le paragraphe précédent. Par la suite le fichier des résultats calculés sera traité par le logiciel TecPlot.

La Figure II - 14 représente les étapes de post-traitement afin d'aboutir aux champs finaux. Après avoir tracé les points de mesures déjà calculés dans le module thermodynamique, on réalise une triangularisation avec TecPlot afin de pouvoir extraire par la suite les courbes d'isovitesse et d'isorendements souhaitées.

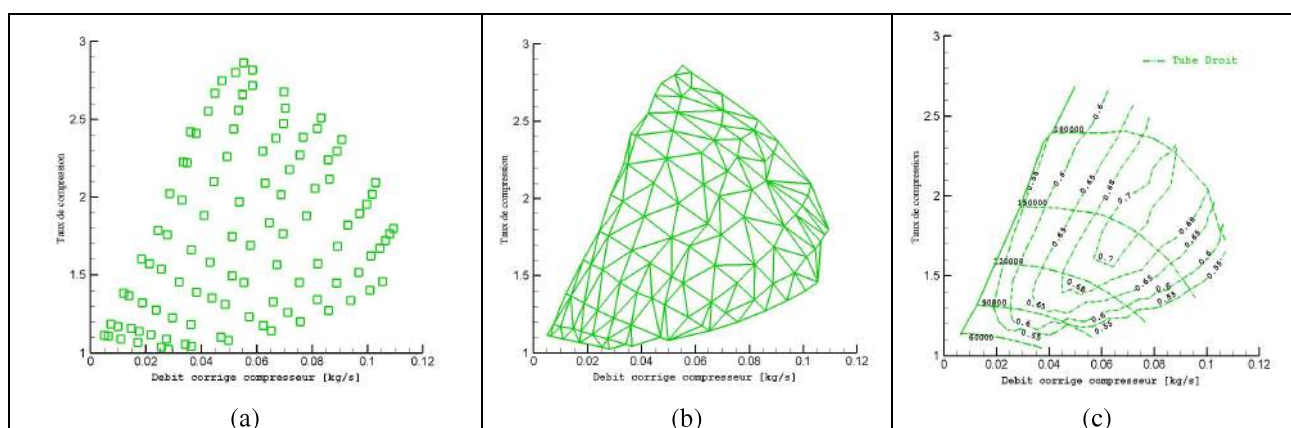


Figure II - 14: étapes de post-traitement avec Tec Plot d'un champ compresseur

*Méthodologie champ turbine

La même méthodologie est utilisée pour la réalisation d'un champ turbine. Cependant dans ce cas le champ turbine complet est divisé en plusieurs zones suivant les différentes positions de GV à représenter. La partie de triangulation se fait dans ce cas pour chaque zone séparément.

La Figure II - 15 représente les étapes de post-traitement afin d'aboutir aux champs turbine finaux. Après avoir tracé les points de mesures déjà calculés dans le module thermodynamique, on dessine le contour de la zone mesurée dans laquelle on réalise une triangularisation avec TecPlot. Cela nous permet de pouvoir extraire par la suite les courbes d'iso-vitesse et d'iso-rendements souhaitées.

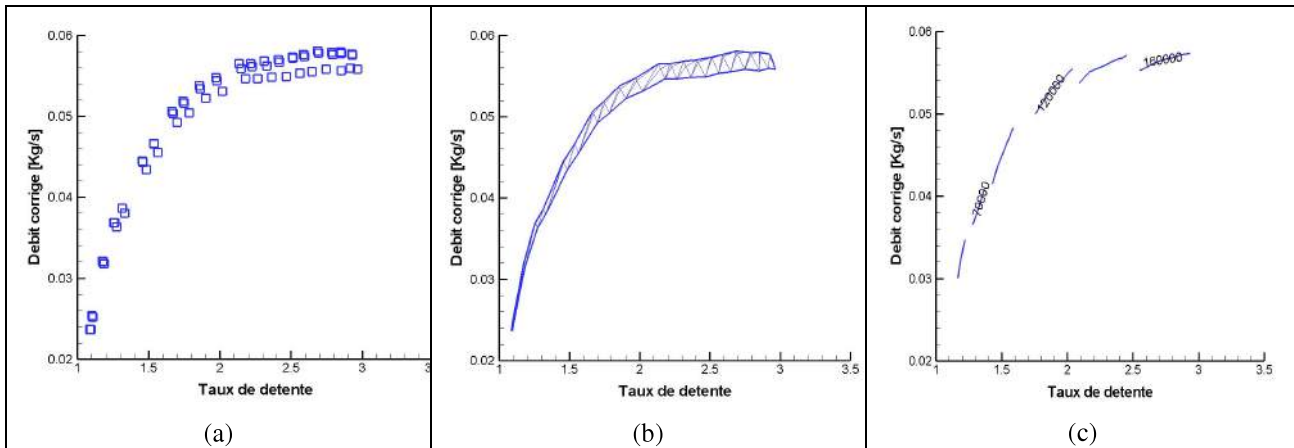


Figure II - 15: étapes de post-traitement avec TecPlot d'un champ turbine

*Fréquence de pompage et technique de détection

La détection du pompage a été réalisée par une analyse fréquentielle du signal de pression tout en utilisant une FFT et un signal discrétisé à une fréquence de 1000 Hz. Par la suite, on présente une photo des deux fréquences détectées en fonction du point de fonctionnement et du type de pompage. Pour le pompage normal une fréquence d'environ 20 Hz est mesurée sur notre circuit, d'autre part une deuxième fréquence égale à 60 Hz est aussi détectée (Figure II - 16). Cette deuxième instabilité est observée sur une zone de fonctionnement pour les taux de compression élevés et au voisinage de la ligne de pompage. Cette instabilité sera expliquée par le phénomène de pompage léger (mild surge) et qui figure dans la littérature comme étant la zone de pré-pompage à haute fréquence de fluctuation.

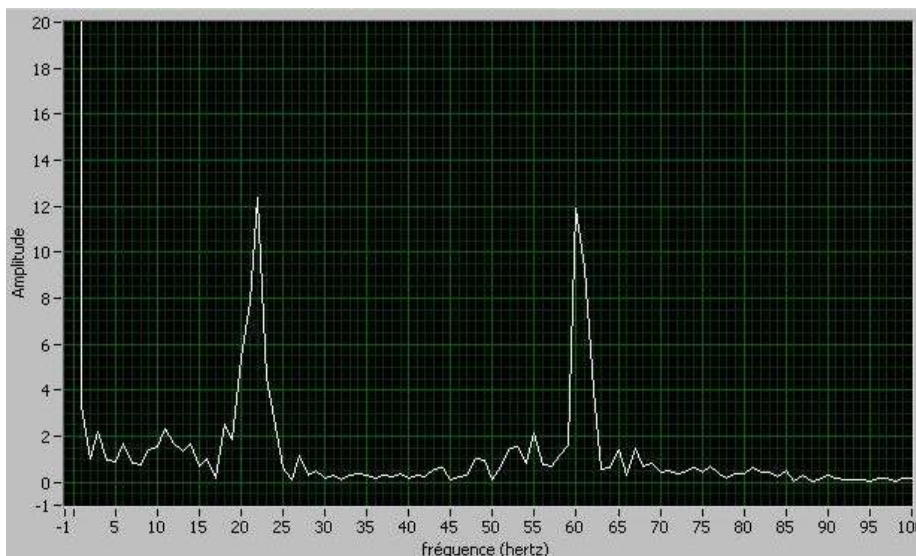


Figure II - 16: fréquence de pompage 22Hz, et fréquence du pompage doux (mild surge) 60 Hz

II.2.5. Incertitude de mesure et répétabilité

La mesure d'une quantité physique (température, pression, débit.....) est généralement effectuée par une chaîne de composantes qui communiquent ensemble afin de pouvoir fournir la valeur cherchée à la fin de la chaîne (Figure II - 17).

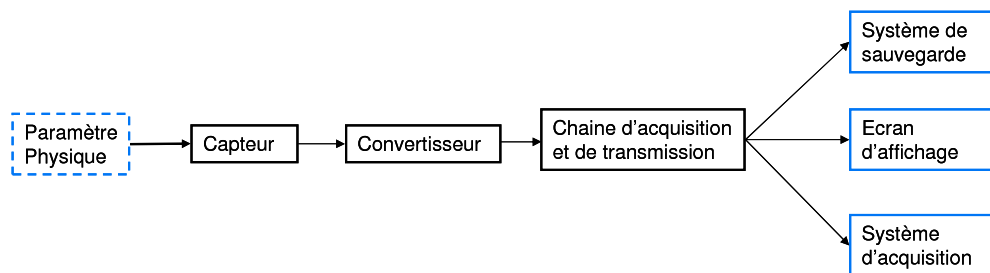


Figure II - 17: architecture générale d'une chaîne de mesure

Les caractéristiques d'une chaîne de mesure peuvent être classées en catégories :

1. caractéristiques statiques : indépendantes du temps
2. caractéristiques dynamiques : dépendantes du temps

Parmi les caractéristiques statiques on peut citer les suivantes :

- Gamme de mesure : représente les limites dans lesquelles l'instrument peut être utilisé.
- L'amplitude de mesure : représente l'écart entre la valeur maximale et minimale de la gamme.
- Précision : précise le pourcentage d'erreur qui peut être commis par l'instrument.
- Erreur statique : représente le décalage entre la vraie valeur et la valeur affichée.
- Reproductibilité : représente le degré de répétabilité d'une variable mesurée plusieurs fois.
- Dérivé dans le temps : représente la perte des caractéristiques d'étalonnage avec le temps.
- Sensibilité : peut être définie par le plus petit gradient de la variable physique qui peut être mesuré par l'instrument ou par le pourcentage de changement à la sortie produit par un changement d'unité à l'entrée du système ($\frac{\partial s}{\partial e}$).

Parmi les caractéristiques dynamiques on peut citer les suivantes :

- Réactivité : c'est la vitesse avec laquelle un système réagit pour un changement brusque en entrée.
- Lag : c'est le retard dans la réponse du système.
- Erreur dynamique : c'est la différence entre la vraie valeur et celle affichée par le système pour une variable temporelle.
- Domaine de fréquence : c'est l'intervalle de fréquence ou la différence d'amplitude de la fonction de transfert par rapport à sa valeur maximale (inférieure à 3 dB).

La mesure exacte étant impossible en science expérimentale, une estimation de l'incertitude est donc nécessaire. Cependant, celle-ci a pour objectif d'évaluer l'erreur maximale probable en sortie d'une chaîne de mesure ou d'une formule de calcul.

Lors d'une mesure, les incertitudes sur les résultats peuvent être classées en deux types :

Evaluation de type I :

C'est le cas d'une variable mesurée en série à plusieurs reprises. Dans ce cas, l'évaluation des incertitudes est statistique comme le calcul de la moyenne et de l'écart type de la population.

Evaluation de Type II :

Pour les cas d'une mesure unique ou à des faibles répétitions, le calcul statistique est difficile et parfois impossible. Cependant un calcul d'incertitude basé sur les sources d'erreurs des différents capteurs utilisés peut être utilisé.

D'après la Norme AFNOR (NF ENV 13005 d'août 1999) d'une manière générale, si le constructeur fournit une précision de type $\Delta e = \pm \dots$, l'incertitude est de :

$$\delta = \frac{\Delta e}{\sqrt{3}} \quad (69)$$

Le Tableau II - 2 présente la précision et l'incertitude des différents capteurs utilisés dans l'instrumentation du banc d'essai.

Tableau II - 2 : incertitudes des capteurs utilisés

Mesure	Type de capteur	Fourchette de mesure	Précision Δe	Incertitude δ
Température statique (T)	Thermocouple de type K	0-1000°C	$\pm 1^\circ\text{C}$	$(1/\sqrt{3})$
Pression statique (p)	Capteur de pression piezorésistif	0-100 mbar	$\pm 0,1\text{mbar}$	$(0,1/\sqrt{3})$
		0-350 mbar	$\pm 0,35\text{mbar}$	$(0,35/\sqrt{3})$
		0-1000 mbar	$\pm 1\text{mbar}$	$(1/\sqrt{3})$
		0-2000 mbar	$\pm 2\text{mbar}$	$2/\sqrt{3}$
		0-5000 mbar	$\pm 5\text{mbar}$	$(5/\sqrt{3})$
Vitesse de rotation (N)	Capteur Inductif	0-200000 tr/min	$\pm 200\text{tr} / \text{min}$	$(200/\sqrt{3})$
Débit massique compresseur et turbine (\dot{m})	Débitmètre massique thermique à deux sondes Pt100	0-0,005 kg/s	$\pm 0,00075 \text{ kg/s}$	$(0,00075/\sqrt{3})$
		0,005-0,25 kg/s	$\pm 1,5\% \times \dot{m} \text{ kg/s}$	$((1,5\% \times \dot{m})/\sqrt{3})$

Propagation des incertitudes

L'incertitude maximale probable δ d'une variable $\psi = f(x_1, x_2, \dots)$ peut être déduite de la méthode différentielle de propagation des erreurs :

$$\delta(\psi) = \sqrt{\sum_j \left[\frac{\partial f}{\partial x_j} \right]^2 \delta^2(x_j)} \quad (70)$$

Cette formule est valable pour le cas où la mesure des différents x_j est indépendante et non corrélée. Par la suite on se limite à présenter le calcul d'incertitude des variables dépendant d'autres mesures non corrélées entre elles.

En appliquant ces formules sur les calculs des paramètres de la turbine et du compresseur on peut prévoir une estimation d'erreur maximale probable pour les paramètres calculés. Dans notre cas les variables mesurées sont listées dans le Tableau II - 3.

En appliquant le principe de l'équation (70) aux équations de thermodynamique et de correction (58-68) une formulation de l'incertitude transmise sera calculée pour chaque paramètre (Tableau II - 4).

Tableau II - 3 : variables mesurées

p_0	Pression atmosphérique
\dot{m}_C	Débit d'air dans le circuit du compresseur
\dot{m}_T	Débit d'air dans le circuit de la turbine
N	Vitesse de rotation de la roue compresseur et turbine
$T_{C,in}, T_{C,out}$	Température statique à l'entrée et à la sortie du compresseur
$T_{T,in}, T_{T,out}$	Température statique à l'entrée et à la sortie de la turbine
$p_{C,in}, p_{C,out}$	Pression statique à l'entrée et à la sortie du compresseur
$p_{T,in}, p_{T,out}$	Pression statique à l'entrée et à la sortie de la turbine

Tableau II - 4 : incertitude transmise pour les différents paramètres calculés

$V = \frac{\dot{m}_r T_s}{p_s A}$	$\delta V = \frac{r}{A} \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{p_s} \delta T_s \right)^2 + \left(\frac{T_s}{p_s} \delta \dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m} T_s}{p_s^2} \delta p_s \right)^2}$
$T_t = T_s + \frac{V^2}{2 C_p}$	$\delta T_t = \sqrt{(\delta T_s)^2 + \left(\frac{V}{C_p} \delta V \right)^2}$
$p_t = p_s \cdot \left(\frac{T_t}{T_s} \right)^{\frac{K-1}{K}}$	$\delta p_t = \sqrt{\left(\frac{K p_s T_t^{K-1}}{T_s^K} \delta T_t \right)^2 + \left(\frac{K p_s T_t^K}{T_s^{K+1}} \delta T_s \right)^2 + \left(\left(\frac{T_t}{T_s} \right)^K \delta p_s \right)^2}$
$N_{C,cor} = \frac{N}{\sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}}$	$\delta N_{C,cor} = \sqrt{\left(\frac{\delta N}{\sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}} \right)^2 + \left(\frac{N}{2 \cdot T_{C,in-t} \sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}} \delta T_{C,in-t} \right)^2}$
$\dot{m}_{C,cor} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}}{p_{C,in-t}/p_{ref}}$	$\delta \dot{m}_{C,cor} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}}{p_{C,in-t}/p_{ref}} \delta \dot{m}_C \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_C \cdot p_{ref} \cdot \delta T_{C,in-t}}{2 \cdot p_{C,in-t} \sqrt{T_{C,in-t}/T_{ref}}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_C \cdot p_{ref}}{p_{C,in-t}^2} \sqrt{\frac{T_{C,in-t}}{T_{ref}}} \delta p_{C,in-t} \right)^2}$
$\tau_{C_{-tt}} = \frac{p_{C,out-t}}{p_{C,in-t}}$	$\delta \tau_{C_{-tt}} = \sqrt{\left(\frac{p_{C,out-t}}{p_{C,in-t}^2} \delta p_{C,in-t} \right)^2 + \left(\frac{1}{p_{C,in-t}} \delta p_{C,out-t} \right)^2}$
$N_{T,cor} = \frac{N}{\sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}}$	$\delta N_{T,cor} = \sqrt{\left(\frac{\delta N}{\sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}} \right)^2 + \left(\frac{N}{2 \cdot T_{T,in-t} \sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}} \delta T_{C,in-t} \right)^2}$
$\dot{m}_{T,cor} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}}{p_{T,in-t}/p_{ref}}$	$\delta \dot{m}_{T,cor} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}}{p_{T,in-t}/p_{ref}} \delta \dot{m}_T \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_T \cdot p_{ref} \cdot \delta T_{T,in-t}}{2 \cdot p_{T,in-t} \sqrt{T_{T,in-t}/T_{ref}}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_T \cdot p_{ref}}{p_{T,in-t}^2} \sqrt{\frac{T_{T,in-t}}{T_{ref}}} \delta p_{C,in-t} \right)^2}$
$\tau_{T_{-tt}} = \frac{p_{T,in-t}}{p_{T,out-t}}$	$\delta \tau_{T_{-tt}} = \sqrt{\left(\frac{p_{T,in-t}}{p_{T,out-t}^2} \delta p_{T,out-t} \right)^2 + \left(\frac{1}{p_{T,out-t}} \delta p_{T,in-t} \right)^2}$
$\tau_{T_{-ts}} = \frac{p_{T,in-t}}{p_{T,out}}$	$\delta \tau_{T_{-ts}} = \sqrt{\left(\frac{p_{T,in-t}}{p_{T,out}^2} \delta p_{T,out} \right)^2 + \left(\frac{1}{p_{T,out}} \delta p_{T,in-t} \right)^2}$

Mohtar [178] a réalisé une estimation des erreurs du rendement compresseur suivant différents taux de compression. D'après Mohtar [178], l'incertitude sur le rendement est estimée à 8% pour un régime d'environ de 80000 tr/min et de 3% pour un régime proche de 150000 tr/min et finalement à 1,5% pour les hauts régimes à partir de 190000tr/min. De même l'auteur estime une incertitude sur le rapport de pression de 0.01 à 0.1 %.

Cependant, ces erreurs calculées d'après les incertitudes constructeurs ne prennent pas en compte tous les paramètres d'influence sur le résultat. Dans la suite une liste des paramètres qui influencent les caractéristiques mesurées du compresseur et de la turbine est détaillée. De même une étude qualitative des différentes influences sera présentée avec une méthodologie de calcul des erreurs statistiques.

Généralement, durant une étude expérimentale comme celle menée dans le cadre de cette thèse, plusieurs paramètres de l'étude risquent de varier au cours des essais. Ces paramètres peuvent être classés en deux catégories :

1. paramètres liés aux caractéristiques de l'outil de mesure (dans notre cas c'est le banc d'essai).
2. paramètres liés aux caractéristiques des pièces à mesurer (dans notre cas c'est le turbocompresseur).

En réalité, la mesure des caractéristiques d'un turbocompresseur suivant plusieurs configurations est une opération de longue durée et par la suite un usage des différentes pièces internes est à prendre en considération. D'ailleurs on est souvent amené à changer le turbocompresseur après une certaine durée de test. Toutes ces variations dans le temps peuvent influencer les résultats finaux des mesures.

Par la suite les principaux paramètres d'influence sur le résultat et relatifs aux changements des caractéristiques internes du turbocompresseur sont présentés dans le Tableau II - 5.

De même, les principaux paramètres d'influence relatifs au banc d'essai et au processus de mesure sont présentés dans le Tableau II - 6.

Tableau II - 5 : paramètres d'influences relatifs au changement des caractéristiques internes du turbocompresseur

Usure des paliers ou des roulements	Le fonctionnement du turbocompresseur à fort régime et dans le pompage risque d'endommager les paliers de l'axe de la machine et par la suite influence le résultat final.
Déformation des roues	Durant les tests d'un turbocompresseur, plusieurs causes peuvent engendrer des distorsions au niveau des aubes, principalement celles de la roue compresseur. Ces changements influencent directement les pertes aérodynamiques et par la suite les rendements du compresseur et de la turbine et les limites de fonctionnement.
Changement de spécimen	Suite à des accidents de mesure qui engendrent une détérioration du turbocompresseur, ou après une grande durée de fonctionnement, un nouveau turbocompresseur sera installé afin de continuer les essais. Malgré la standardisation de fabrication des machines avec la garantie constructeur, chaque spécimen conserve sa propre identité, et par la suite, ces changements, ajoute un nouveau paramètre de divergences des résultats.

Tableau II - 6 : paramètres d'influences relatifs au banc d'essai et au processus de mesure

Position	Paramètres	Influence
Coté Turbine		
$T_{T,in}$	Mesure de la température en entrée turbine et distribution du profil de température dans l'écoulement d'entrée	Influence la mesure de la température $T_{T,in}$
Q	Transfert thermique entre la section de mesure et l'entrée turbine	Modifie la vraie valeur de $T_{T,in}$
	Humidité de l'air	Modifie la capacité thermique de l'air chaud et par la suite la constante des gaz
Coté Compresseur		
Vol1	Volume à l'entrée du compresseur	Influence la ligne de pompage
	Les déformations des tubes de mesure	Influencent les pertes de charge et les profils de l'écoulement
	Humidité de l'air	Modifie la capacité thermique de l'air chaud et par la suite la constante des gaz
N	Vitesse de rotation	
Vol2	Volume en sortie du compresseur	Influence la ligne de pompage
$T_{C,out}$	Distance entre la section de mesure et la sortie volute, nombre de thermocouple et la position de chacun.	Influence la mesure de $T_{C,out}$
Q	Transfert thermique entre la section de mesure et la sortie volute	Modifie la vraie valeur de $T_{C,out}$ et modifie le rendement du compresseur
ΔT_C	La mesure du gradient de température par compression	Influence le rendement du compresseur
Coté corps central		
T_{huile}	Température de l'huile	Modifie le rendement mécanique, ainsi que le transfert thermique et par conséquent la température $T_{C,out}$
p_{huile}	Pression de l'huile	Modifie le rendement mécanique
	Position de mesure de la température de l'huile	Modifie la valeur de la température d'entrée d'huile et la régulation
μ_{huile}	Viscosité de l'huile	Modifie le rendement mécanique
Condition ambiante de la cellule		
T_0	La température de la cellule	Influence le transfert thermique vers l'extérieur et par la suite le rendement.
p_0	La pression ambiante de la cellule	Influence la pression à l'entrée compresseur

Dans cette étude on propose une deuxième étude de répétabilité basée sur le principe statistique. Le critère de stabilité est basé sur un suivi de la température de sortie compresseur.

Les paramètres d'influence peuvent être classés en quatre différents groupes (Tableau II - 7).

Tableau II - 7 : classement des paramètres d'influence

Groupe	Paramètres	Description	Qualification, Action
1	Précision des outils de mesure et du post-traitement	Estimation des erreurs d'après les données constructeurs et vérification du bon usage avec les mêmes conditions de consignes	Présenté dans le chapitre précédent
2	Précision du spécimen à mesurer	Changement du turbocompresseur. L'impact dû à l'usage de la pièce est une condition obligatoire à la réalisation des essais.	Le changement du turbocompresseur est à éviter sauf pour cas majeur. Dans ce cas une comparaison générale sera réalisée
3	Précision des paramètres géométriques du banc d'essai	Ces paramètres incluent les volumes de connection, les pertes de charge et la position des différents capteurs.	Ces paramètres sont à respecter durant la période de l'étude et surtout lors des remplacements des différents capteurs ou de tubes de mesures.
4	Précision due aux conditions ambiantes de l'entourage	Les conditions ambiantes de l'entourage peuvent être résumées par : <ul style="list-style-type: none"> la température ambiante (généralement c'est la même que la température à l'entrée du compresseur) la pression ambiante les conditions thermiques et d'isolation dans l'entourage du turbocompresseur (présence de différentes parties chaudes ou d'écran thermique) 	Ces influences sont à minimiser tout en respectant un protocole de mesure avec un contrôle des différents paramètres ambiants pour une condition de référence.

II.3. Banc soufflerie pour les pertes de charge

La limitation spatiale dans la zone du sous-capot du véhicule automobile impose de plus en plus l'utilisation de conduits de connexion en coudes de 90° ou même de séries de coudes non-coplanaires. Ainsi, pour cette thèse, un jeu de singularité en entrée compresseur a été défini. Ces géométries sont présentées dans le Tableau II - 8.

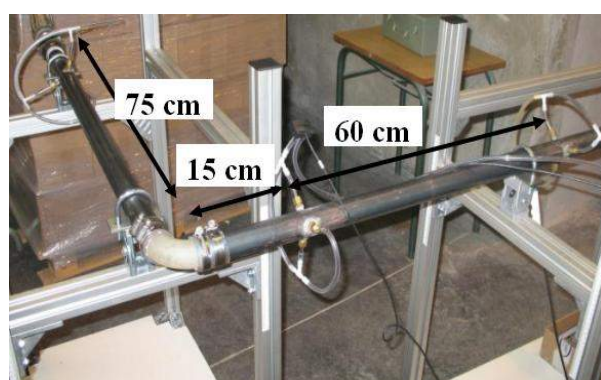
Tableau II - 8 : géométries à tester

Singularités	Caractéristiques géométriques
Tube droit	-
Bulbe	-
Coude 90°	$r/R = 1,5$
double coude 90° perpendiculaire (1)	$r/R = 1,5$ (config horaire)
double coude 90° perpendiculaire (2)	$r/R = 1,5$ (config anti horaire)
Double coude coplanaire	$r/R = 1,5$

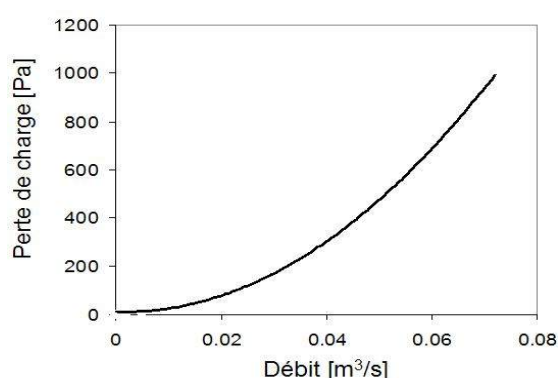
Afin de quantifier les pertes de charge générées par chaque singularité, un banc de mesure de pertes de charge a été mis en place au laboratoire.

La méthodologie de mesure des pertes de charge peut être décrite par la Figure II - 18-(a). Le même compresseur dédié pour alimenter le banc turbocompresseur a été utilisé avec le réservoir de stabilisation comme source d'air comprimé. Un débitmètre est installé sur le circuit d'air bien en amont de l'endroit de mesure afin de ne pas influencer les mesures de pressions statiques.

Afin de mesurer les pertes de charge régulières des conduites utilisées sur le banc d'essai turbocompresseur, le tuyau d'entrée est instrumenté de deux mesures de pression espacées de 60 cm. Cette distance a été choisie comme compromis entre l'encombrement de l'espace qui sera généré par la longueur des tuyaux et la précision des mesures. Une longueur de 60 cm (équivalente à une longueur de tube $L = 20 D$) a également été fixée à l'entrée avant la première mesure. La Figure II - 18-b, présente les résultats des pertes de charge régulières générées par 60 cm de tuyau. Dans une deuxième étape nous avons mesuré les pertes de charge totales des différentes singularités que l'on cherchait à étudier. Toutes ces géométries seront détaillées par la suite.



(a)

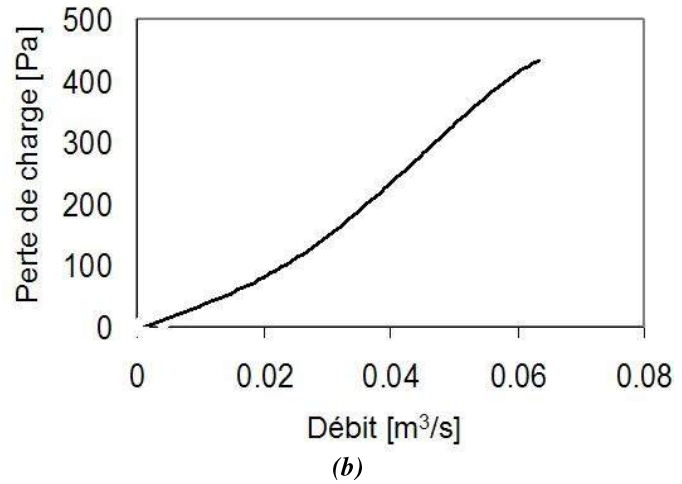
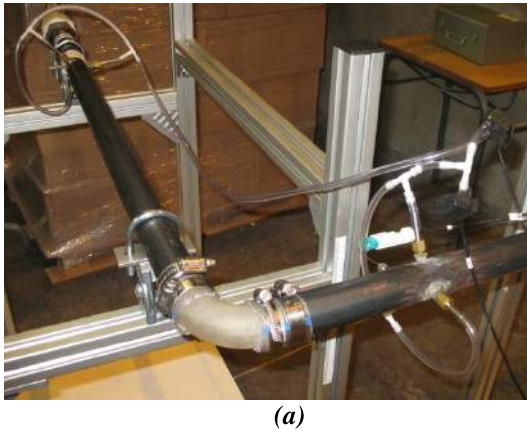


(b)

Figure II - 18: (a) manipulation de mesure des pertes de charges, (b) courbe de pertes de charge régulières générées par 60 cm de tuyau

Chaque géométrie est testée sur le banc de pertes de charge comme présenté dans la Figure II - 18-a. Les pertes de charge mesurées sont égales aux pertes de charge singulières de la géométrie plus les pertes de charge régulières générées par une longueur de tuyau de 150 cm. Ces pertes de charge régulières sont déduites des pertes de charge mesurées afin d'obtenir les pertes de charge singulières. Chaque configuration est testée trois fois afin de vérifier la répétabilité des mesures. Ce critère est vérifié pour toutes les configurations. Dans la suite on présente le montage et les résultats des pertes de charge singulières pour la géométrie du coude à 90° (Figure II - 19), la géométrie du

double coude 90° coplanaire (Figure II - 20) et la géométrie du double coude 90° perpendiculaire (Figure II - 21).



**Figure II - 19: (a) test d'un petit coude 90°,
(b) pertes de charge singulières générées par le petit coude 90°**

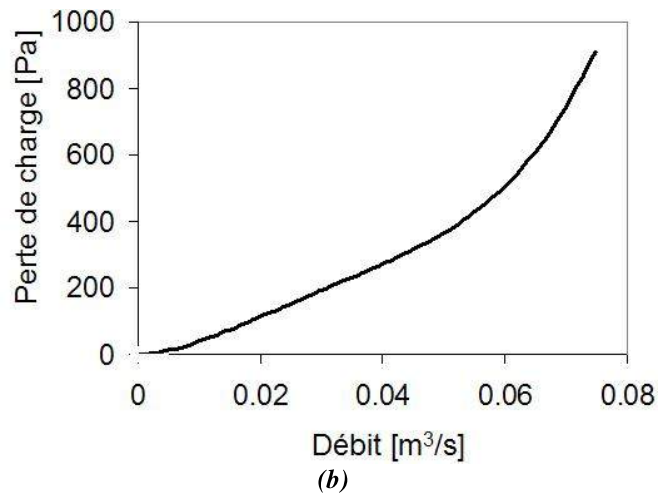
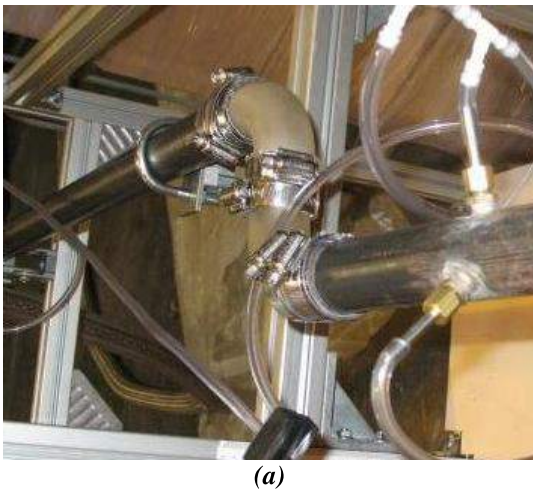


Figure II - 20: (a) configuration de test du double coude 90° coplanaire, (b) pertes de charge singulières générées par le double coude 90° coplanaire

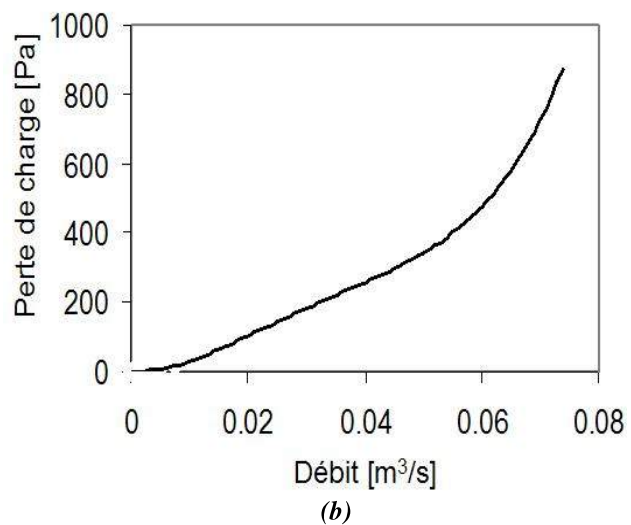
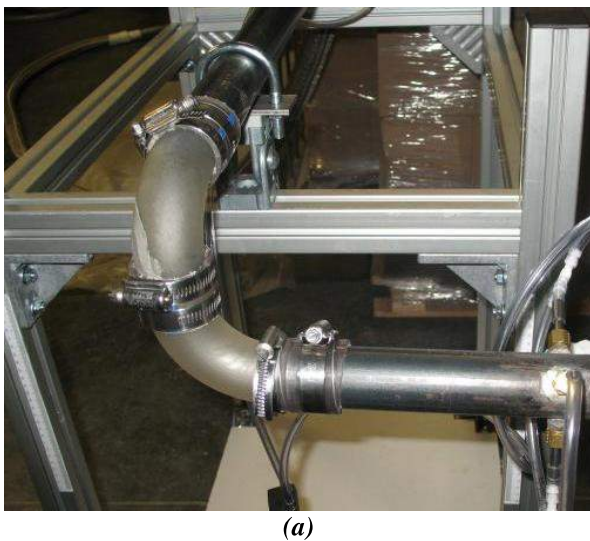


Figure II - 21: (a) configuration de test du double coude 90° perpendiculaire, (b) pertes de charge singulières générées par le double coude 90° perpendiculaire

Ces résultats sont en accord avec les résultats du calcul de Körfer et al [179]. Dans leur étude, les auteurs utilisent une méthodologie de mesure assez proche de la notre pour tracer des champs compresseurs avec différentes singularités à l'entrée. Par contre, ils réalisent un calcul numérique afin d'estimer les pertes de charges générées par les différentes géométries (Figure II - 22-(a)). Leurs résultats relatifs à un coude à 90° (Figure II - 22-(b)) sont cohérents avec nos résultats mesurés.

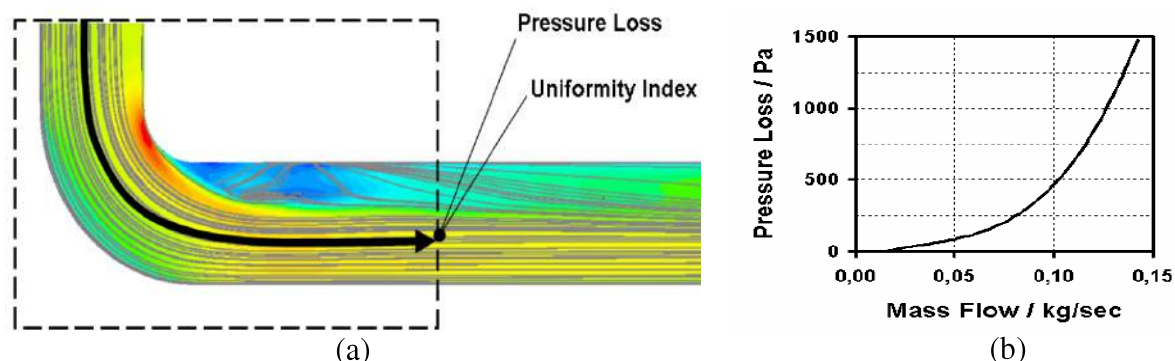


Figure II - 22: calcul des pertes de charge singulières générées par un coude à 90° [179].

II.4. Systèmes de mesures locales LDA

II.4.1. Description technique du système LDA utilisé :

Le système LDA utilisé est un système Flowlite 2D de chez Dantec [150] comprenant deux lasers intégrés et une sonde connectée par un câble de fibre optique (Tableau II - 9). Ce système est ajusté par le constructeur et théoriquement n'a besoin d'aucun ajustement supplémentaire quand il est déplacé. Cependant on peut toujours ajuster la position du faisceau à l'entrée des fibres optiques afin de garantir toujours une puissance optimale et égale par paire de faisceaux de même couleur et presque égale sur les quatre faisceaux. Ce système fonctionne en rétrodiffusion et donc l'optique réceptrice est déjà placée dans la sonde émettrice.

Tableau II - 9 : Caractéristiques du système LDA

Couleur des faisceaux	Vert	Bleu
Longueur d'onde λ	532 nm	488 nm
Puissance par faisceaux	25 mW	25 mW
Diamètre de la sonde	27 mm	
Focale	100 mm	
Ecartement des faisceaux	150 mm	
Diamètre du Volume de mesure	0.046 mm	
Longueur du volume de mesure	0.62 mm	
Interfrange	3,26 μ m	

Le système permet de bloquer manuellement le laser en utilisant un obturateur comprenant aussi deux niveaux de puissance. La faible puissance sert essentiellement pour la mise au point des mesures et les réglages du positionnement de la sonde. De même il est toujours possible d'activer chaque laser indépendamment.

II.4.2. Adaptation de la soufflerie et du banc Turbocompresseur aux mesures LDA

Lors des mesures LDA sur la manipulation de la soufflerie et sur le banc turbocompresseur, différents problèmes ont été rencontrés au niveau de l'adaptation du système et dont les solutions proposées sont décrites par la suite.

II.4.2.1. L'accès optique

Deux principaux modèles de brides ont été conçus et testés. Le premier modèle est celui d'un cylindre avec une fenêtre rectangulaire et un hublot qui vient se coller dessus (Figure II - 23). Cette bride est fixée de part et d'autre par deux manchons avec un collier de chaque côté pour le serrage. La première version de cette bride fut réalisée au laboratoire à partir de tubulure en plastique ayant le même diamètre intérieur que les singularités testées et sur laquelle on a usiné une fenêtre rectangulaire de 10 mm de hauteur et de 30 mm de longueur. Des hublots de taille équivalente étaient taillés et collés sur la fenêtre. Ces hublots sont collés de manière affleurante de façon à ne pas générer de perturbation de l'écoulement. Ce modèle a été refait par la suite avec deux fenêtres parallèles afin de pouvoir évacuer le maximum d'énergie des faisceaux vers l'extérieur. L'effet de surface plane sur l'écoulement est négligeable et on suppose que cette fenêtre ne perturbe pas l'écoulement.

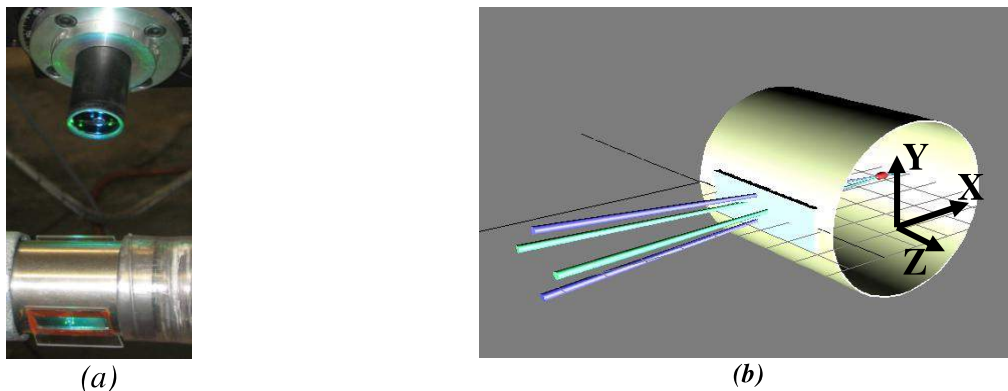


Figure II - 23: (a) bride à deux hublots plats parallèles, (b) Architecture de la mesure LDA avec les axes d'orientation

Le deuxième modèle de cette bride est un cylindre transparent. Ce modèle sera nommé par la suite «cylindre optique». Ce modèle a servi à des mesures LDA et des mesures PIV. Les différentes versions de ce modèle se sont différenciées par la méthode de raccordement de part et d'autre avec l'ensemble du circuit (Figure II - 24 et Figure II - 25).

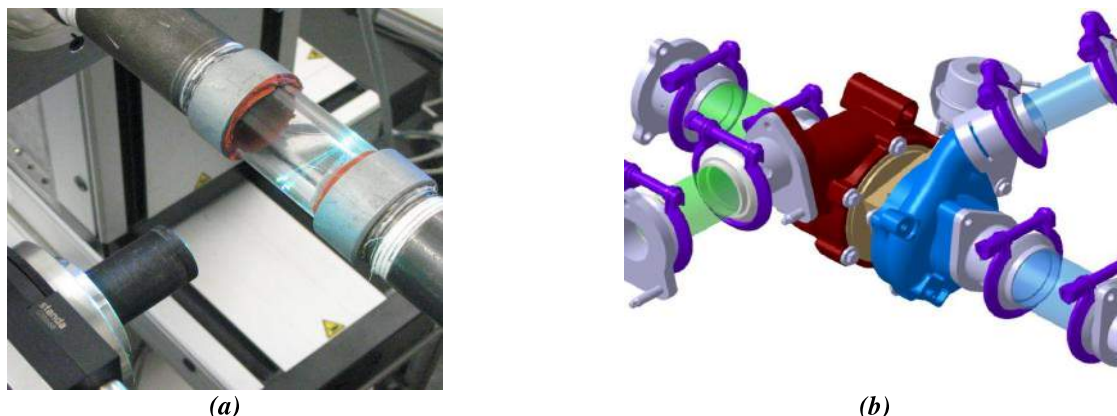


Figure II - 24: (a) cylindre optique avec deux manchons vissés de chaque côté, (b) CAO de cylindre optique pour l'entrée et la sortie du compresseur et de la turbine

A noter que les mesures dans ce modèle de hublot sont plus difficiles à effectuer, et modifient d'une manière plus importante le chemin optique des faisceaux laser. Ce problème sera discuté par la suite.

La Figure II - 24-(b) présente la CAO réalisée pour le deuxième modèle de cylindre optique à l'entrée et à la sortie de la turbine et du compresseur. En fonction de la température, différents matériaux ont été choisis. Dans ce cas, la mesure en coïncidence n'est pas facilement réalisable. Par

conséquent, il est nécessaire de réaliser une rotation de la sonde de 45° (suivant l'axe des X) de manière à voir les deux plans laser à 45° à l'horizontale et à la verticale. Dans ce cas, même si on arrive à réaliser les mesures, le point de focalisation et les caractéristiques métrologiques de la technique LDA seront modifiées. L'angle entre les deux faisceaux réfractés n'est plus égal à l'angle entre les deux faisceaux incidents (angle relatif au réglage par défaut du système) car les normales au dioptre intérieur et extérieur ne sont pas perpendiculaires dans ce cas. Ces modifications vont engendrer :

- des biais dans les mesures de vitesses étant donné que les vitesses sont liées à $\sin(\alpha/2)$. (α étant l'angle entre les deux faisceaux incidents).
- un changement dans la direction du vecteur car les bissectrices des deux angles formés par les faisceaux incidents et réfléchis ne sont plus alignées
- les dimensions du volume de mesure changent aussi



Figure II - 25: (a) cylindre optique, (b) cylindre optique avec des manchons à serrage par collier

II.4.2.2. Facilité de montage et démontage de la bride optique

Durant les acquisitions des mesures LDA, un problème important limitait le temps de mesure. Il s'agissait de l'encrassement du hublot. Pour cela, il était essentiel d'avoir une configuration facilement démontable et facilement nettoyable afin d'optimiser le temps de mesure. Aussi un paramètre important est le repère de mesure qu'il ne faut pas perdre à chaque démontage de la bride.

II.4.3. Système de déplacement automatisé

Afin d'avoir plus d'informations sur l'écoulement et les différentes conditions aux limites, on a décidé de réaliser des mesures LDA suivant différents diamètres espacés d'un angle donné. Pour cela un système automatisé de déplacement de la sonde LDA à 5 axes motorisés communicant avec BSA Flow a été développé et mis en place. Différents problèmes d'interface avec le système d'acquisition de la LDA (BSA Flow) ont eu lieu.

Description du système automatisé de déplacement de la sonde

Le système de déplacement conçu pour améliorer nos mesures et la précision du contrôle de la sonde LDA a été mis en place au sein du Laboratoire de Mécanique des Fluides à l'Ecole Centrale de Nantes (Figure II - 26). Ce système est composé de trois axes de base (X, Y, Z) formant un repère orthonormé. Ils servent à bien placer la sonde par rapport au hublot. Ces trois axes motorisés sont fournis par ISEL. Ils sont prévus pour dialoguer avec le BSA Flow. Pour cela, l'option de contrôle (le travers system) a été achetée chez Dantec afin d'activer l'option de contrôle d'axe

existant dans BSA. Les deux autres axes (θ , r) forment un repère circulaire. L'axe θ sert à faire tourner la sonde autour du hublot afin de réaliser des mesures sur différents rayons de la section d'écoulement. L'axe r permet de balayer (pour chaque angle θ) les différents points de mesure du rayon. Ces deux axes motorisés sont fournis par Newport et n'ont pas de base compatible avec BSA Flow. Un grand travail a été réalisé à ce sujet afin de faire contrôler les axes (θ , r) via BSA Flow. Un sixième axe de contrôle (ψ) fut aussi utilisé. Cet axe est contrôlé manuellement et permet de réaliser une rotation de la sonde autour de son axe. Ce paramètre est nécessaire afin de vérifier l'alignement du repère de la sonde avec le repère de la conduite. Dans nos cas de mesure l'écoulement principal est environ dix fois plus grand que l'écoulement secondaire. La moindre projection d'une partie de la composante axiale sur la composante tangentielle pourra modifier la cartographie de l'écoulement secondaire.

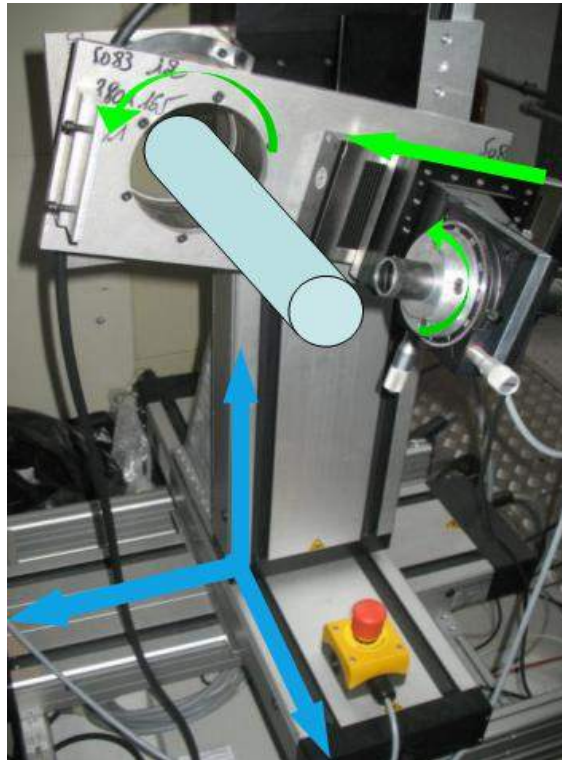


Figure II - 26: système de déplacement pour la sonde LDA à cinq axes motorisés et un axe manuel

II.4.4. L'ensemencement

Comme indiqué dans la bibliographie, le choix de l'ensemencement est déterminant pour assurer la qualité des mesures.

Quatre modes d'ensemencement ont été testés au début de l'étude.

Le premier ensemencement testé est à particules solides de chez Dantec (Figure II - 27). Ce type d'ensemencement a été écarté dès le début (au minimum en soufflerie et du côté compresseur) vu le coût des particules solides et la quantité nécessaire pour fonctionner en continu avec un système ouvert. De plus les particules solides ont tendance à s'agréger même dans une ambiance propre et sèche. De plus, l'ambiance à l'intérieur du compresseur et au passage de la roue est bien lubrifiée avec quelques fuites d'huiles sur les parois et dans l'air. Ces phénomènes vont faciliter l'agrégregation des particules solides et leur adhérence à différents endroits de la roue et sur les paliers du compresseur risquant de bloquer l'arbre. De plus, cet ensemencement avait un débit de particule oscillant et donc préjudiciable à la qualité des mesures.



Figure II - 27: ensemenceur à particule solide

Le deuxième type d'ensemenceur testé est celui d'un générateur de fumée fourni aussi par la société Dantec. L'inconvénient de ce générateur par rapport à nos mesures est de ne pas pouvoir monter en pression. De plus, les particules générées avaient une gamme de diamètre très large. Ce générateur, vu ses propriétés, s'est avéré inadapté à nos mesures.

Le troisième ensemenceur est développé en interne avec la fumée de l'encens. Le concept a été validé et testé pour le cas à l'entrée du compresseur. Le système comporte une petite plaque chauffante sur laquelle l'encens est brûlé avec une petite cheminée par-dessus pour collecter et orienter la fumée. L'inconvénient majeur de ce système revient à la variation de la quantité de fumée générée, qui dépend de la quantité d'encens brûlé. De même, l'idée d'ajouter un compresseur en sortie de cheminée, afin de pouvoir injecter la fumée dans une atmosphère pressurisée, n'a pas aboutie.

Le quatrième est un générateur de gouttelettes commercialisé par LAVISION [180] (Figure II - 28). La taille des particules obtenues est en moyenne de 1 μm . Lors des essais en soufflerie et sur banc turbocompresseur, différentes huiles ont été testées (huile d'olive, DEHS, huile de paraffine). Finalement, l'huile d'olive a été choisie comme étant la moins dangereuse pour la santé et permettant la génération de particules d'un diamètre moyen de 1 μm . Le générateur de gouttelettes commercialisé par LAVISION semble répondre au mieux à notre problématique de mesure. Ce générateur a été choisi pour la suite des mesures.

L'encrassement de la fenêtre optique est le problème majeur vis à vis des acquisitions en continu. Dans le cas des hautes vitesses (vitesse supérieure à 100 m/s), le hublot doit être nettoyé au bout de 20 s, ce qui oblige un nettoyage avant chaque acquisition.

La mesure en proche paroi : la première mesure après la fenêtre optique est réalisée à 1 mm de la fenêtre. Par contre, le dernier point de mesure avant la paroi du tube est à 3 mm de la paroi. Ces limites sont liées aux réflexions des parois et au rapport signal sur bruit.



Figure II - 28: ensemenceur avec du DEHS ou de l'huile d'olive (LAVISION) [180]

II.4.5. Problèmes rencontrés lors des mesures LDA sur le banc turbocompresseur

Comme tout écoulement interne, la mesure LDA d'une tranche de l'écoulement en entrée et sortie de la turbomachine, ou même dans les conduits d'air, nécessite le passage des faisceaux laser à travers les parois des conduites. Ce rôle est assuré par l'insertion d'un hublot. Généralement un seul accès optique est suffisant dans le cas des systèmes LDA à rétrodiffusion. Pour cela un usinage de la paroi est généralement réalisé et un hublot transparent est inséré de manière à épouser au mieux la forme de base. Le hublot doit satisfaire à différentes exigences, en possédant les caractéristiques suivantes :

1. le hublot ne doit pas modifier l'écoulement que l'on cherche à caractériser. La cause principale d'utilisation d'une technique de mesures aussi coûteuse est la non-intrusivité. Cette cause ne sera plus valable ni justifiable dans le cas où le hublot mis en place influence l'écoulement de base. Ce point est très important et on verra par la suite que des compromis avec les autres exigences seront nécessaires, mais d'une manière à ce que ce premier point soit bien respecté.
2. le hublot doit, dans la mesure du possible, ne pas modifier le positionnement et les caractéristiques métrologiques du volume de mesure. Un hublot plan reste moins gênant qu'un hublot courbé surtout lorsque l'épaisseur devient non négligeable.
3. le hublot doit être facilement changeable de manière à ne pas affecter les réglages de positionnement par rapport à la sonde. Cette condition est spécifiquement nécessaire dans le cas des mesures avec un rapport signal sur bruit très faible où le moindre encrassement de l'accès optique peut entraîner un arrêt des mesures et nécessiter un changement d'hublot.
4. le hublot doit être complètement étanche. Dans le cas contraire, l'écoulement sera modifié par les fuites sur les parois.
5. la taille du hublot est aussi un paramètre important. C'est un compromis entre le maximum de mesures à réaliser et la perturbation générée par la taille du hublot (surtout dans le cas d'un hublot plan collé sur une paroi courbée).
6. le hublot doit posséder les meilleures caractéristiques optiques avec un prix raisonnable.
7. des traitements antireflets peuvent être réalisés mais pour une seule longueur d'onde. Dans le cas d'une mesure LDA 2D avec quatre faisceaux (deux de chaque longueur d'onde) le traitement ne sera pas faisable pour les deux sources laser.

II.4.6. Post traitement des mesures

II.4.6.1. Premier traitement avec BSA

Le premier traitement des mesures consiste principalement à éliminer l'éventuel bruit capté. Le bruit peut provenir d'une surface de hublot sale ou à l'approche des parois lorsque la réflexion des lasers vient perturber le signal à mesurer. C'est la raison pour laquelle l'exploration des couches limites n'est pas possible. Ce type de signal parasite se manifeste comme un deuxième histogramme centré sur une vitesse nulle et dont la proportion peut varier suivant l'importance du bruit (Figure II - 29). Ce type de signal parasite peut être plus ou moins simple à supprimer en fonction de sa position par rapport au signal principal par l'application d'un filtre passe bas ou passe haut. Un autre type de bruit vient parasiter le signal original, c'est le bruit de fond. Il est présent sur toute la

plage de mesure. Lorsque les variations de vitesses sur un diamètre sont importantes, cette plage est obligatoirement grande et le bruit de fond général peut décaler la valeur moyenne retenue de la vitesse.

La Figure II - 30 représente un exemple de ce bruit de fond. La valeur moyenne calculée par le logiciel est représenté par le trait rouge. Le bruit parasite décale de manière significative cette valeur vers des petites vitesses. Le filtrage va consister à ne conserver que les valeurs obtenues situées dans une plage au dessus de 0 m/s par exemple.

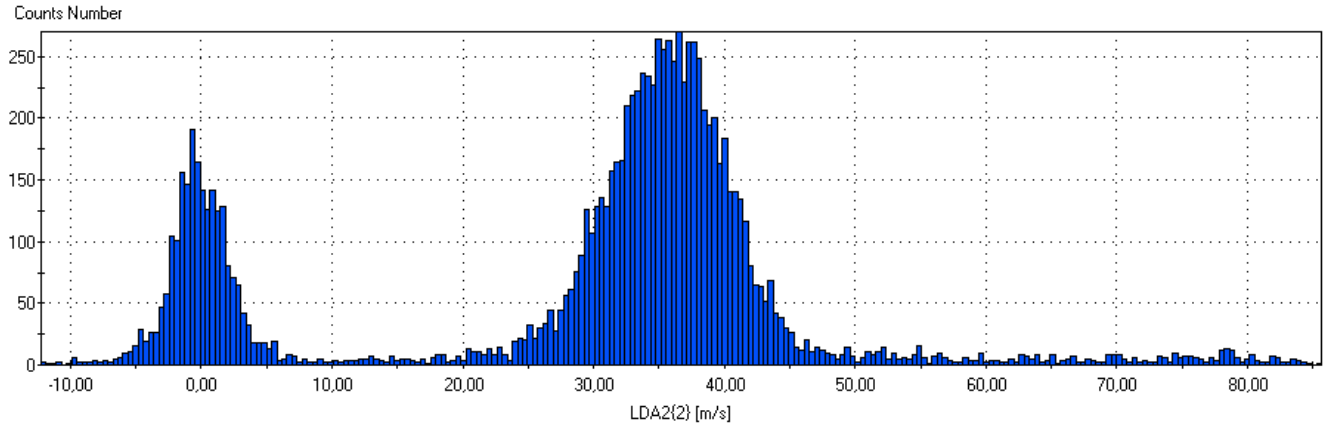


Figure II - 29: signal de bruit avec un histogramme centré à une vitesse nulle

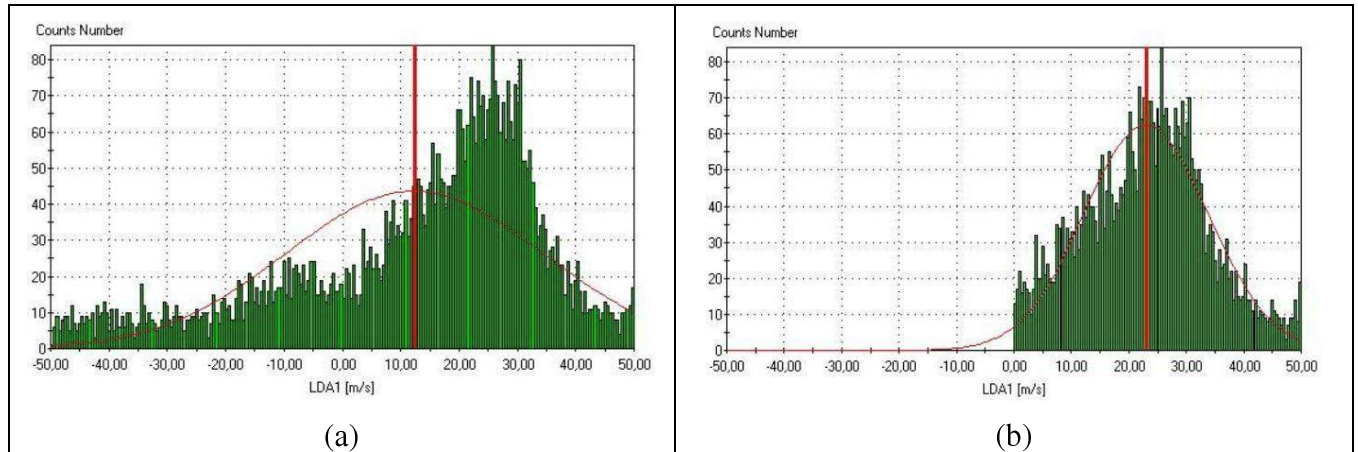


Figure II - 30: (a) histogramme brut avec la moyenne calculée à 12 m/s et la représentation de la loi normale, (b) histogramme filtré avec la nouvelle moyenne calculée à 23 m/s

II.4.6.2. Traitement des données des mesures LDA

Désignant par $u(x,t)$ les fluctuations turbulentes ou écart par rapport à la moyenne U des composantes x du vecteur vitesse \vec{U} , on appelle intensité de turbulence dans la direction x la quantité suivante :

$$I_u = \frac{\sqrt{u^2}}{U} \quad (71)$$

et dans la direction z :

$$I_w = \frac{\sqrt{w^2}}{W} \quad (72)$$

L'intensité de turbulence totale s'écrit :

$$I = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(u^2 + v^2 + w^2)}}{\sqrt{U^2 + V^2 + W^2}} \quad (73)$$

Supposons que les vitesses fluctuantes et les vitesses moyennes sont égales dans les deux directions x et y, alors $u \approx v$ et $U \approx V$. Par conséquent, l'intensité de turbulence totale s'écrit :

$$I = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}(2u^2 + w^2)}}{\sqrt{2U^2 + W^2}} \quad (74)$$

Ce ratio permet de distinguer les champs turbulents faibles ($I \leq 1\%$), moyens ($1\% \leq I \leq 5\%$) et forts ($5\% \leq I \leq 20\%$).

L'énergie cinétique turbulente est donnée par :

$$K = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (75)$$

Supposons que les vitesses fluctuantes moyennes sont égales dans les deux directions $u \approx v$, l'expression de l'énergie cinétique de la turbulence s'écrit donc :

$$K = \overline{u^2} + \frac{1}{2}\overline{w^2} \quad (76)$$

Pour étudier et caractériser le phénomène de cascade d'énergie de turbulence, le signal de mesure du LDA doit contenir les informations caractéristiques de toutes les échelles impliquées : de la grande échelle (ou échelle intégrale) jusqu'à l'échelle de dissipation visqueuse (ou échelle de Kolmogorov). Un des outils les plus importants de l'analyse statistique des phénomènes aléatoires est l'opérateur de corrélation. Il permet de déceler et de qualifier les relations invisibles existant entre les variables aléatoires, responsables de l'organisation spatiale et temporelle du domaine considéré. L'étude des corrélations en deux points est capable d'apporter des informations quantitatives sur l'organisation de la turbulence. Il s'agit notamment de déterminer les échelles intégrales représentatives des principales structures contenant l'énergie cinétique turbulente voire les micro-échelles de Taylor représentatives des principales structures responsables de la dissipation. Cependant, l'utilisation du système LDA dont nous disposons ne permet pas d'effectuer de mesure en deux points, c'est pourquoi nous nous limitons dans ce cas à l'étude des corrélations en un point et le calcul des échelles intégrales se fait alors via l'utilisation de l'hypothèse de Taylor. La technique de sonde unique utilisée pour évaluer la macro-échelle temporelle des fluctuations doit répondre à deux conditions :

- les mesures doivent être faites à des fréquences élevées afin de déceler les fluctuations de vitesses les plus rapides,
- l'intervalle de temps séparant deux mesures doit être régulier.

La première condition peut être satisfaite en augmentant le taux d'acquisition des mesures. Un taux d'acquisition élevé peut être obtenu en agissant sur le réglage des éléments optiques ainsi que sur l'ensemencement. Par contre, la deuxième condition est plus difficile à respecter dans la mesure où la mesure par LDA est un processus aléatoire tributaire des conditions hydrodynamiques de l'écoulement. L'intervalle entre deux mesures n'est donc pas un paramètre ajustable par l'opérateur. Pour résoudre ce problème, le logiciel « BSA Flow » propose de ré-échantillonner les mesures à intervalle de temps régulier. Le ré-échantillonnage des mesures par le logiciel est basé sur la technique dite « Sample & Hold » qui a été proposée par Host-Madsen et al [182].

On peut en déduire les macro-échelles spatiales dans les deux directions x et z données par les relations suivante:

$$A_{11} = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2} T_{11} \quad (77)$$

$$A_{33} = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2} T_{33} \quad (78)$$

La macro-échelle spatiale est représentée dans la Figure II - 31.

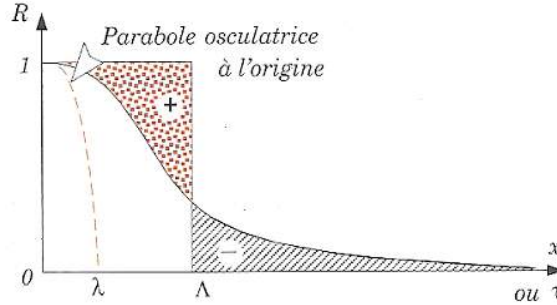


Figure II - 31: fonction de corrélation et échelles de Taylor associées (Chassaing [183])

En régime turbulent, l'énergie cinétique fournie à l'écoulement à grande échelle (typiquement la taille de l'écoulement) est transmise vers les petites échelles par le mécanisme de cascade d'énergie, la totalité de l'énergie cinétique turbulente étant dégradée sous forme de chaleur à l'échelle de Kolmogorov. Le taux de dissipation turbulent par unité de masse s'exprime par :

$$\varepsilon = \nu \sum_{i,j} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (79)$$

Le contexte de la turbulence homogène isotrope permet de simplifier l'expression ci-dessus. Pour un écoulement turbulent homogène et isotrope, toutes les moyennes d'ensemble associées à l'état turbulent sont invariantes vis-à-vis de toute translation, rotation par rapport à un axe et de toute symétrie par rapport à un plan, et qu'il n'y a pas de direction privilégiée pour la turbulence.

En considérant l'isotropie locale des fluctuations, qui contribue grandement à la dissipation de turbulence, d'après l'analyse dimensionnelle de Batchelor [184] l'expression précédente correspond à une forme plus simple:

$$\varepsilon = \nu \sum_{i,j} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2 \quad (80)$$

Dans le cas d'une turbulence homogène et isotrope Townsend [185] et Tennekes [186] ont suggéré par la suite d'utiliser l'expression suivante :

$$\varepsilon = A \frac{K^{3/2}}{l_e} \quad (81)$$

où A est une constante numérique de l'ordre de l'unité pour les écoulements isotropes, et l_e une échelle représentant la taille moyenne des structures énergétiques. En tenant compte du fait que la longueur l_e est du même ordre de grandeur que la macro-échelle A , on réécrit l'expression précédente:

$$\varepsilon = A \frac{K^{3/2}}{A} \quad (82)$$

A est la plus grande des macro-échelles A_{11} et A_{22} puisqu'elle est égale aux plus gros tourbillons de l'écoulement qui contiennent la plupart de l'énergie cinétique turbulente K .

Cette relation n'est pas évidente pour les écoulements fortement anisotropes, mais malgré ça, elle donnait de bons résultats pour les écoulements cisailés et approximativement isotropes (Henze [188], Mennekes et Lulle [189]) ce qui correspond au cas présent.

II.5. *Evaluation de la possibilité d'utiliser un système de PIV*

Le système PIV qui a été utilisé est un système fourni par Dantec comportant un laser YAG double pulsé pour l'éclairage des particules d'ensemencement (Figure II - 32-(a)). Ce laser comporte deux oscillateurs indépendants qui sont chacun capables de décharger une énergie de 150 mJ par impulsion, pour une longueur d'onde de 532 nm et une largeur d'impulsion jusqu'à 8 ns. L'huile de DEHS a été utilisée pour la génération de particules d'un diamètre moyen de $1\mu\text{m}$. La capture des images a été réalisée avec une caméra CCD d'une résolution de $1024\text{ pixels} \times 1344\text{ pixels}$ avec une fréquence d'acquisition de 10 Hz. Durant chaque acquisition, une série de 400 images est enregistrée. Concernant le post-traitement, une fenêtre d'interrogation de $32 \times 32\text{ pixels}$ a été choisie avec un chevauchement de 50% et la technique de cross corrélation a été utilisée afin de déterminer les champs de vitesses. Finalement, les mesures PIV ont été réalisées pour les mêmes conditions de fonctionnement que pour les mesures LDA.

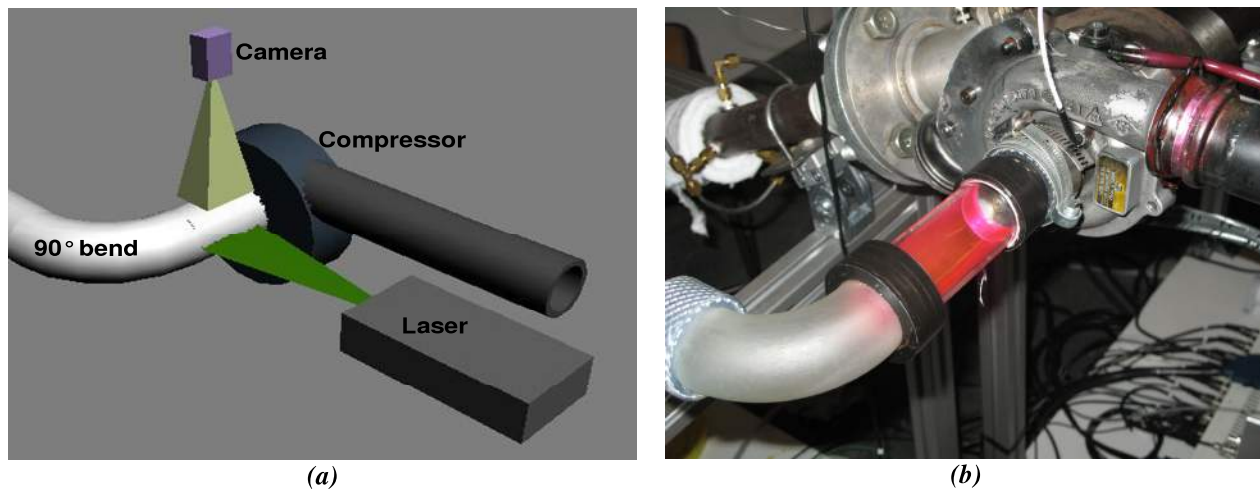


Figure II - 32: (a) architecture d'une installation PIV, (b) hublot avec Rhodamine B

Pour l'accès optique, différents types de brides optiques ont été testés. La solution retenue est celle d'un tube en verre (ou en quartz selon les températures et l'endroit de la mesure). Toutefois un compromis sur l'épaisseur du tube doit être fait de manière à satisfaire une certaine tenue physique d'une part, et d'autre part ne pas trop déformer l'image. Finalement un tube de 2mm d'épaisseur a été utilisé afin de réaliser les mesures à l'entrée du compresseur. L'inconvénient de cette conception d'accès optique réside dans les réflexions qui sont générées à l'intérieur des tubes et qui risquent souvent d'empêcher toute mesure. Afin de contourner cet effet néfaste des réflexions des parois, une première couche de peinture acrylique de couleur noire en plus d'une deuxième couche d'une peinture fluorescente (Rhodamine B) ont été utilisées sur près de 220° de la circonférence du tube tout le long de sa longueur (Figure II - 32-(b)). Cette partie peinte se situe du côté opposé au laser à partir de la limite du passage de la nappe laser (dans le plan médian) jusqu'à la limite du champ de l'image mesurée par la caméra CCD. La lumière réfléchiée par la rhodamine sera décalée vers des plus hautes longueurs d'ondes et par la suite une utilisation d'un filtre passe bande à l'entrée de la caméra permettra de filtrer ces réflexions. Cette technique a permis de mesurer à une distance de 6 mm des parois du verre.

Les deux plans médians horizontal et vertical ont été choisis pour la mesure des champs d'écoulement en PIV. Pour cela l'emplacement du laser et de la caméra étaient permutés à chaque fois afin de pouvoir réaliser la mesure dans les deux plans déjà définis (Figure II - 33).

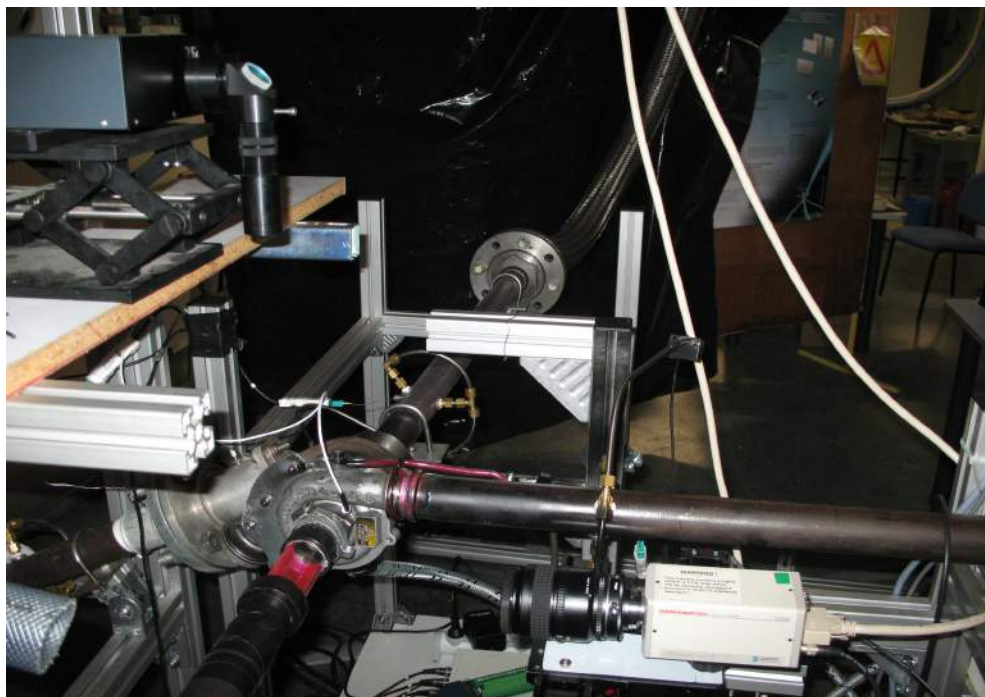


Figure II - 33: mesures PIV dans le plan médian vertical

II.6. Calcul Numérique

Le logiciel de CFD FLUENT®, a été utilisé comme code de calcul numérique pour la simulation de l'écoulement dans les différentes géométries choisies. Ce code de calcul permet de résoudre les équations de Navier-Stokes.

La résolution, basée sur une méthode aux volumes finis, s'appuie sur une discrétisation spatiale en cellules dont le type reste défini par l'utilisateur lui-même. Dans cette étude, c'est le logiciel Gambit qui a été utilisé pour générer le maillage.

Du fait du caractère compressible de l'écoulement, les équations régissant le mouvement ont été résolues de façon couplée, à l'aide d'un schéma implicite.

Les calculs numériques sont effectués avec le modèle de turbulence $k-\epsilon$ standard. Pour ne pas obtenir un nombre de mailles trop important ce qui pénaliserait le temps de calcul, un modèle de loi de paroi (proposé par le logiciel Fluent) a été utilisé.

II.7. Caméra Thermique

Afin d'avoir une première information globale sur les échelles de température de surface des différentes parties du turbocompresseur et spécialement celles du carter turbine et compresseur, l'utilisation d'une caméra thermique semblait être intéressante. Ces mesures avec caméra thermique étaient réalisées en parallèle aux différentes autres mesures thermiques (Figure II - 34-a).

Caractéristiques Techniques de la caméra :

La caméra infrarouge utilisée est une Silver 480M basée sur des détecteurs plans focaux refroidis de haute qualité [190]. Le détecteur utilisé est de type InSb avec un nombre de pixel de 320×256 pixels. Cette caméra fournit une fréquence d'analyse de 400Hz tout en maintenant une sensibilité élevée, inférieure à 20 mK.

Le protocole préconisé pour l'utilisation d'une caméra infra rouge est le suivant :

- définir les zones à mesurer
- installer un thermocouple de peau sur chaque matériau dans les zones de mesure (on pourra ainsi recalibrer les températures du corps noir sans connaître les émissivités de chaque matériau).
- lors de l'essai, enregistrer les données à une émissivité donnée (celle du corps noir qui vaut 1 par exemple).
- mesurer simultanément les températures avec les thermocouples.
- après les essais, ajuster, avec le logiciel de post-traitement, les émissivités de chaque zone correspondant à un même matériau, de façon à obtenir les températures mesurées avec les thermocouples.

Généralement une caméra thermique est étalonnée par rapport à un corps noir ($\varepsilon = 1$). Cependant en réalité les surfaces que l'on cherche à caractériser possèdent une émissivité inférieure à l'unité ($\varepsilon < 1$). Par conséquent l'utilisation de la caméra IR engendre une erreur sur la température mesurée et par la suite une correction de l'émissivité sera réalisée après avoir calée la température fournie par la caméra en un point donné avec celle fournie par un thermocouple de surface.

La luminance mesurée pour une température donnée s'écrit :

$$L(T) = \varepsilon_T L^{cn}(T) = L^{cn}(T_{mes}) \quad (83)$$

Or toutes les surfaces possèdent une émissivité inférieure à l'unité $\varepsilon < 1$

$$L^{cn}(T_{mes}) < L^{cn}(T) \quad (84)$$

Par conséquent, la température mesurée est inférieure à la température réelle de la surface visée :

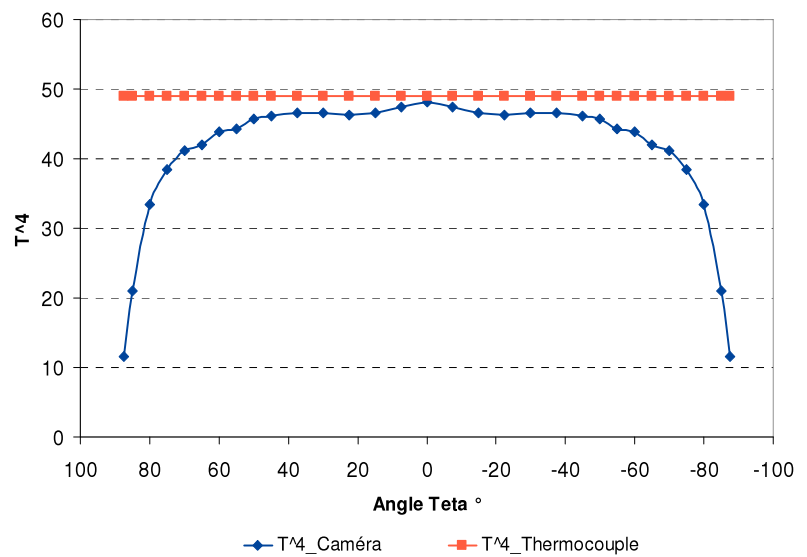
$$T_{mes} < T \quad (85)$$

Pour le cas d'une surface formée de différents matériaux un problème d'inhomogénéité des différentes émissivités existe. Pour réduire l'erreur sur la mesure du flux mesuré, il faut se limiter à mesurer au même moment des surfaces dont les émissivités sont assez proches. Lorsque les émissivités sont trop différentes, la solution est de peindre les différentes surfaces mesurées avec la même couleur. De préférence c'est le noir afin d'avoir l'émissivité la plus grande possible. Cependant dans ce cas nous ne mesurons plus le vrai flux que la surface aurait rayonné si elle n'était pas peinte. Pour cela pour toute mesure mono-organe (seulement le carter compresseur ou seulement le carter turbine) la mesure de la caméra sera calée par rapport à la mesure d'un thermocouple sans utilisation de peinture. Afin de réaliser des mesures comprenant simultanément les surfaces turbine et compresseur ces surfaces sont peintes avec une peinture noire résistante à la température. L'information recherchée dans ce type de mesure étant d'ordre qualitatif, l'erreur générée sur le flux par l'ajout de la peinture n'est pas critique.

Aussi comme cité dans le paragraphe I.6.4 concernant l'importance à accorder pour la direction de mesure de la caméra relativement à la normale avec la surface mesurée (*Figure I -72*), une campagne de mesure et d'étalonnage a été réalisée pour une gamme d'angle d'incidence (-88° , $+88^\circ$) (*Figure II - 34-b*). Dans cette figure une comparaison est réalisée entre le signal de température à la puissance quatre mesuré par le thermocouple avec celui indiqué par la caméra thermique en fonction de l'angle d'incidence de la mesure (l'angle d'incidence étant défini par l'angle entre la direction de mesure et la normale à la surface mesurée). Ces résultats montrent que pour des incidences allant jusqu'à 30° , l'erreur de mesure due à l'inclinaison de la mesure reste relativement faible.



(a)



(b)

Figure II - 34: (a) montage de la caméra sur le banc turbocompresseur, (b) influence de l'angle d'incidence sur le flux thermique mesuré par la caméra

II.8. Flux thermique

Afin de mieux comprendre le cheminement des transferts thermiques internes, une méthodologie de mesure locale de flux a été développée.

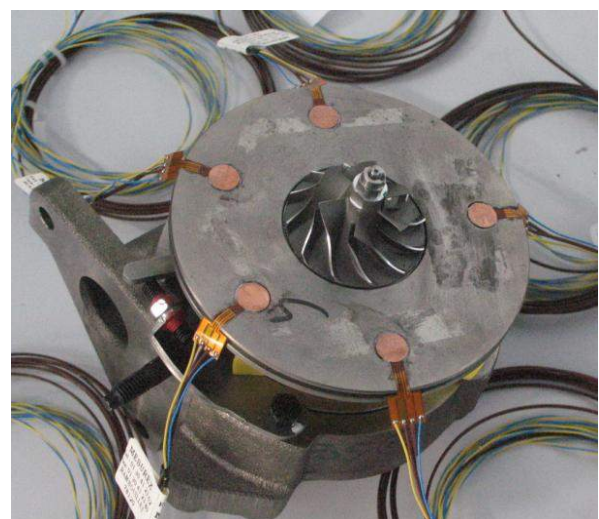
II.8.1. Instrumentation

L'interface du plateau arrière compresseur semble la plus importante, du point de vue investigation thermique, à l'application de ces mesures. Ce choix a nécessité un usinage spécial du plateau arrière aux positions de mesure choisies, afin de pouvoir coller les fluxmètres d'une manière affleurante et sans modifier l'état de surface initial. Des fluxmètres en forme de gamète, spécialement commandés pour ces recherches, ont été collés avec une colle thermo-conductrice afin d'influencer au minimum le passage du flux thermique.

La Figure II - 35 montre l'usinage du plateau arrière et l'instrumentation avec cinq fluxmètres.



(a)



(b)

Figure II - 35: (a) Usinage du plateau arrière, (b) plateau arrière instrumenté avec cinq fluxmètres

La position des fluxmètres a été choisie d'une manière à avoir les cinq fluxmètres répartis entre le début de la volute et la sortie de la volute.

Le premier fluxmètre qui sera nommé par la suite Flux 1 est positionné tout au début de la volute. Le deuxième fluxmètre, nommé Flux 2, est positionné à 45° du premier et au niveau de la sortie d'huile. Le troisième et le quatrième (Flux 3 et Flux 4) sont positionnés à 60° et 120° respectivement du Flux 2 sur la partie gauche du plateau arrière. Le dernier est placé à 180° du deuxième au niveau de l'entrée d'huile et de la sortie volute (Figure II - 36).

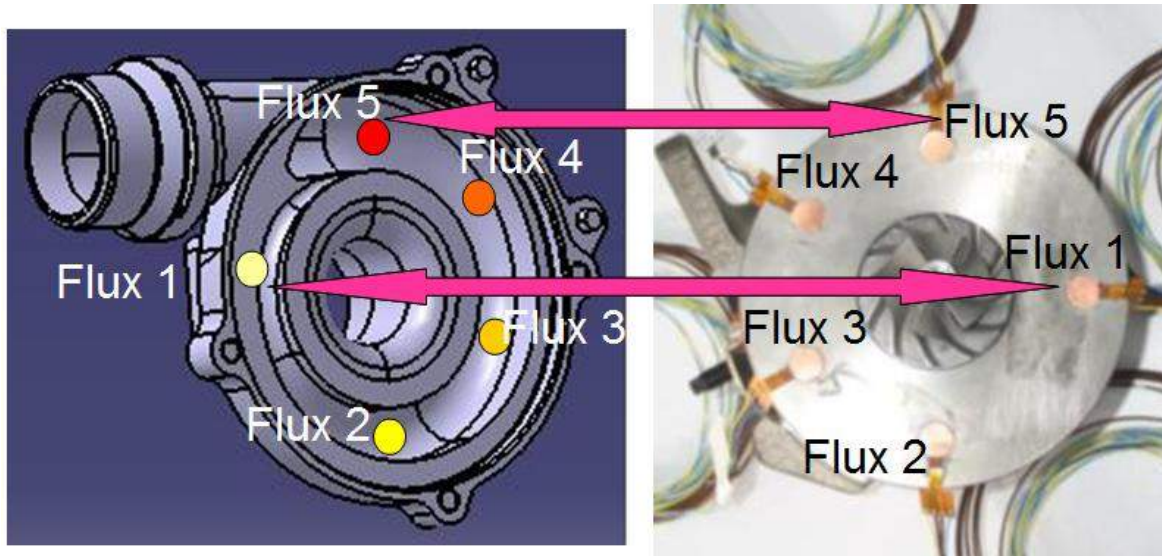


Figure II - 36: positionnement des fluxmètres au niveau du plateau arrière du compresseur

La mesure de flux thermique a été aussi réalisée en deux points de la volute afin de caractériser l'ordre de grandeur du transfert thermique à travers la volute (Figure II - 37). Ces deux mesures serviront dans un premier temps à valider la mesure de flux thermique local en comparant les valeurs mesurées aux valeurs de calculs d'un transfert thermique par convection naturelle.

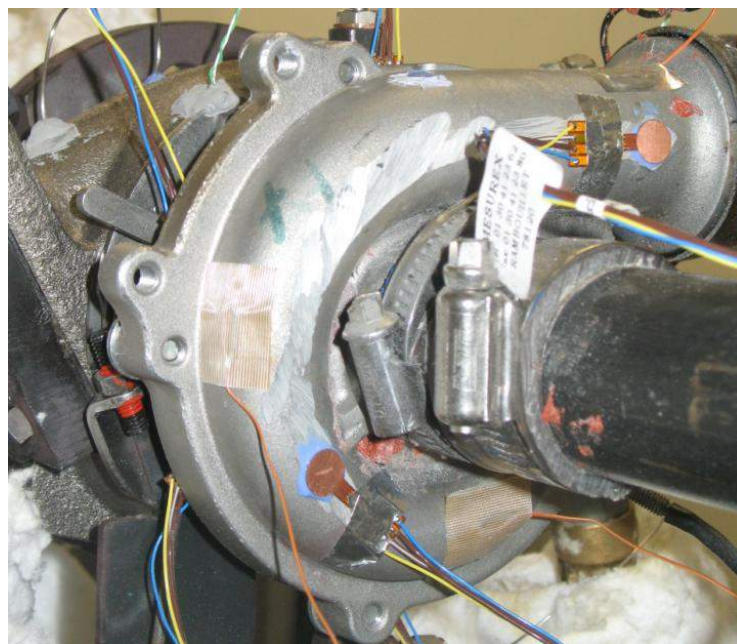


Figure II - 37: Positionnement des fluxmètres au niveau de la volute

Par la suite, nous exposerons les résultats de tests réalisés pour valider et vérifier la reproductibilité des mesures de flux et de température par les fluxmètres à gradient normal. Dans la section II.8.2,

nous décrivons le cas expérimental simple choisi pour les validations. Les formules empiriques utilisés pour les calculs de validation sont présentées en annexe A.

II.8.2. Cas expérimental choisi – cas de validation

Pour pouvoir tester et valider la méthode de mesure de flux (et de température), nous avons choisi un cas simple où il est possible de retrouver des formulations connues pour le calcul de flux en convection naturelle et forcée : il s'agit d'une plaque plane soumise à un apport de chaleur par une plaque chauffante permettant d'imposer différentes températures.

La validation des mesures en convection forcée avec les corrélations théoriques n'est pas applicable avec les moyens utilisés pour cette étude. L'instrumentation de la plaque chauffante à l'intérieur de la soufflerie n'était pas possible sans créer de perturbation dans l'écoulement en contact avec le fluxmètre. Pour la validation de ces mesures nous nous sommes basés sur des résultats similaires de Khaled et al [191,192]. Ces résultats de flux ont été obtenus dans des conditions expérimentales similaires et avec une méthode de mesure de flux très précise afin de pouvoir valider les résultats.

II.8.3. Résultats de validation

II.8.3.1. Convection naturelle

Pour tester la méthode en convection naturelle, nous avons utilisé une plaque instrumentée placée sur une plaque chauffante avec laquelle on peut imposer une température de chauffe (Figure II - 38). L'ensemble a été mis directement à l'air libre à une température de 20°C (température ambiante). Les essais sont faits pour différentes températures de chauffe de 40°C à 130°C avec un pas de 10°C. Les fluxmètres ainsi que la surface sur laquelle ils sont fixés ont été peints en noir pour éliminer l'effet de l'émissivité.

A chaque essai (une température de chauffe donnée), nous mesurons la température de surface et la densité de flux que donne la méthode de mesure testée.

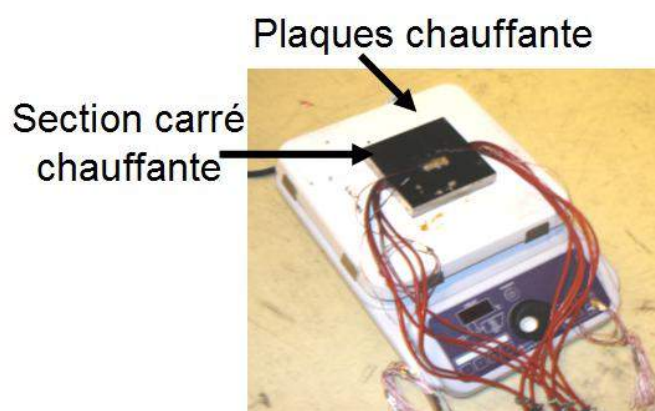


Figure II - 38: dispositif expérimental de validation de mesure de flux en convection naturelle

En utilisant la température de surface mesurée dans les relations empiriques (annexe A) nous calculons le flux convectif « théorique ». Ensuite, en ajoutant au flux convectif le flux radiatif calculé (à partir de la température de surface obtenue expérimentalement), nous obtenons le flux global « théorique » échangé à la surface.

La Figure II - 39 montre l'évolution de la température de surface et du flux global en fonction de la température de chauffe mesurée par la méthode testée ainsi que ceux calculés dans le cas de référence. La température de référence est celle calculée théoriquement à partir de la température de chauffe (par conduction unidimensionnelle dans l'épaisseur de la plaque) et le flux global de convection calculé via les corrélations empiriques (annexe A).

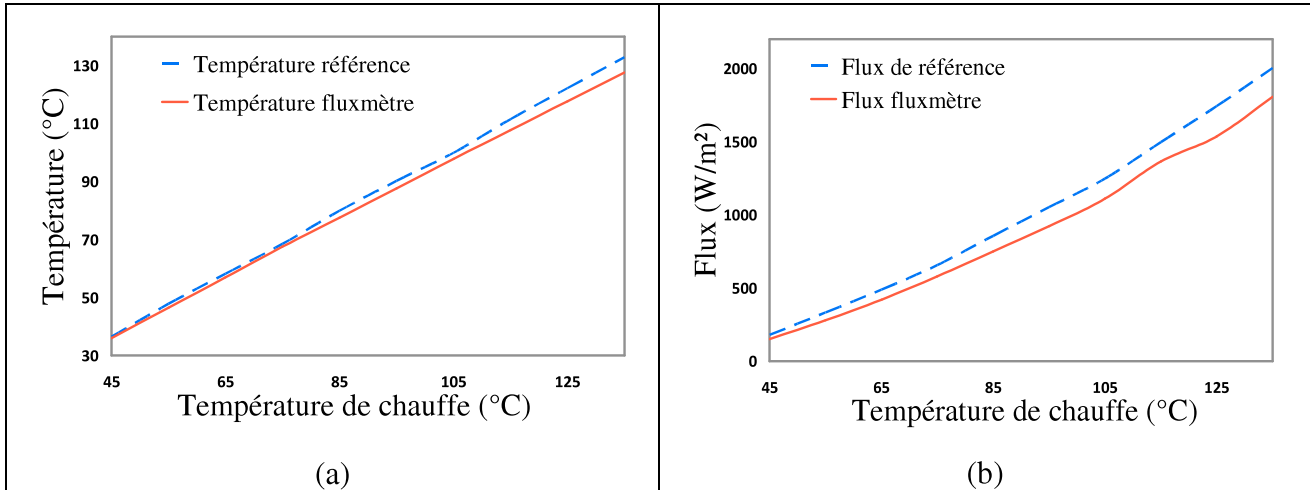


Figure II - 39: évolution de (a) la température de surface et (b) du flux global pour la méthode testée et le cas de référence en fonction de la température de chauffe

Nous remarquons que sur l'intervalle de température de surface sélectionnée $[30^{\circ}\text{C}; 150^{\circ}\text{C}]$, la température de surface ainsi que le flux global mesuré par la méthode testée sont proches de ceux que l'on doit obtenir « théoriquement ». A titre d'exemple, pour une température de chauffe de 45°C , nous mesurons une température de surface de 36°C et un flux global de 150 W/m^2 avec la méthode testée contre une température de $36,5^{\circ}\text{C}$ et un flux global de 179 W/m^2 de référence (calculés théoriquement). D'autre part, à une température de chauffe de 135°C , nous mesurons une température de surface de $127,6^{\circ}\text{C}$ par rapport à une température de référence de $132,9^{\circ}\text{C}$ et un flux global de 1807 W/m^2 contre un flux global de référence de 2003 W/m^2 .

Considérons maintenant les erreurs relatives sur les mesures de température de surface et de flux global par la méthode testée calculées par rapport à ceux de références. Les évolutions de ces erreurs en fonction de la température de chauffe sont montrées en Figure II - 40.

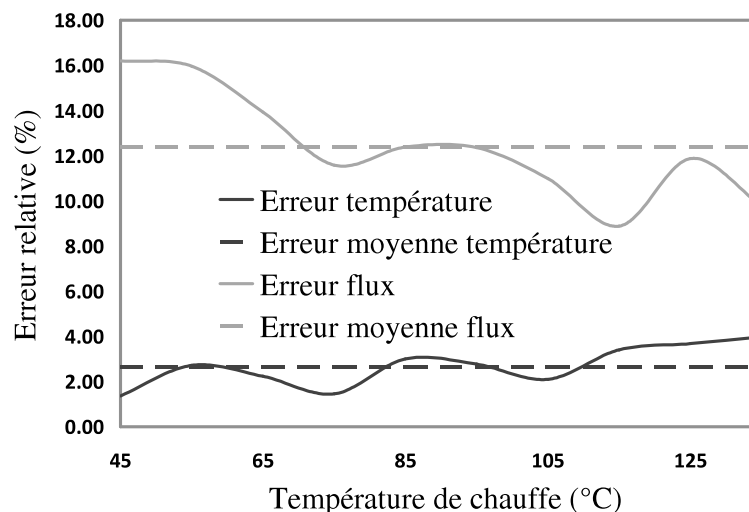


Figure II - 40: erreurs relatives sur les mesures de température de surface et de flux global en fonction de la température de chauffe

Nous remarquons une erreur relative maximale de 4% sur la mesure de la température de surface et de 16,2 % sur la mesure du flux. En moyenne, les erreurs relatives sur les mesures de température et de flux global sont respectivement de 2,7% et de 12,4 %. Finalement, la présente méthode (un fluxmètre à gradient normal avec un thermocouple de peau associé fixé directement avec une colle conductrice sur la surface) apparaît comme étant capable de mesurer une densité de flux globale et une température de surface avec une précision satisfaisante en convection naturelle et pour des applications industrielles.

II.8.3.2. Convection forcée

Pour tester la méthode en convection forcée, le même système thermique que celui pour la convection naturelle est utilisé (plaque instrumentée placée sur une plaque chauffante avec laquelle on peut imposer une température de chauffe). L'ensemble est mis dans un écoulement d'air à 7,5 m/s et 20°C dans une petite veine de soufflerie (Figure II - 41).

Les essais sont faits pour différentes températures de chauffe de 40°C à 130°C avec un pas de 10°C. Le fluxmètre ainsi que la surface sur laquelle il est fixé sont peints en noir pour éliminer les effets de différence d'émissivité.

A chaque essai (température de chauffe donnée), nous mesurons la température de surface ainsi que le flux global échangé au même endroit de la surface que nous comparons avec les valeurs de référence de température et de flux mesurées par Khaled et al [191,192].

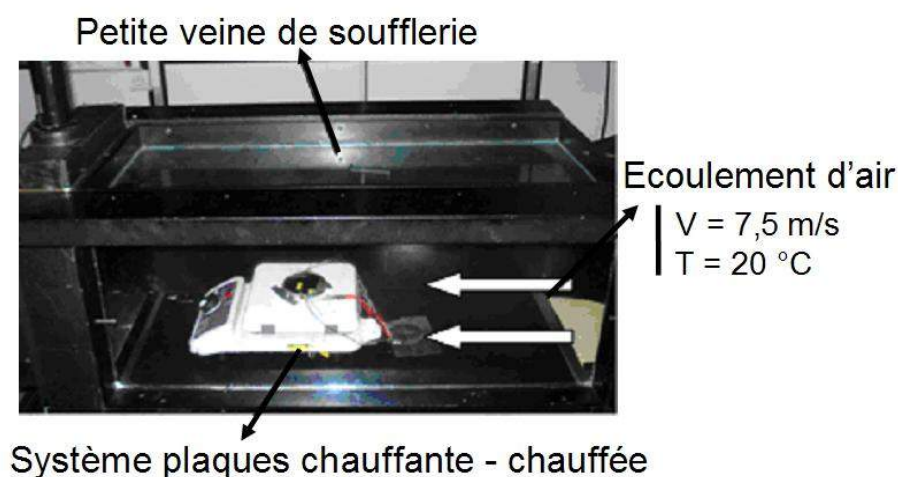


Figure II - 41: mesure du flux en convection forcée

D'après les relations empiriques, nous pouvons calculer le flux convectif « théorique ». Ensuite, en lui ajoutant le flux radiatif encore calculé (à partir de la température de surface que donne la méthode), il est possible d'accéder au flux « théorique » global échangé. Cependant, pour les calculs à partir des relations empiriques, il faut connaître exactement l'origine de la couche limite ainsi que l'abscisse auquel se produit la transition laminaire-turbulent. Cela est presque impossible dans notre cas, vu les perturbations de l'écoulement que les deux plaques chauffante et chauffée peuvent induire (Figure II - 41). C'est pourquoi, on a eu recours à des résultats similaires présentés par Khaled et al [191, 192].

La Figure II - 42 montre l'évolution de la température de surface et du flux global en fonction de la température de chauffe mesurée par la méthode testée ainsi que ceux calculés dans le cas de référence en convection forcée. La température et le flux global de référence sont ceux obtenus dans les mesures de Khaled et al [191,192] à l'aide d'une méthode de mesure bien précise.

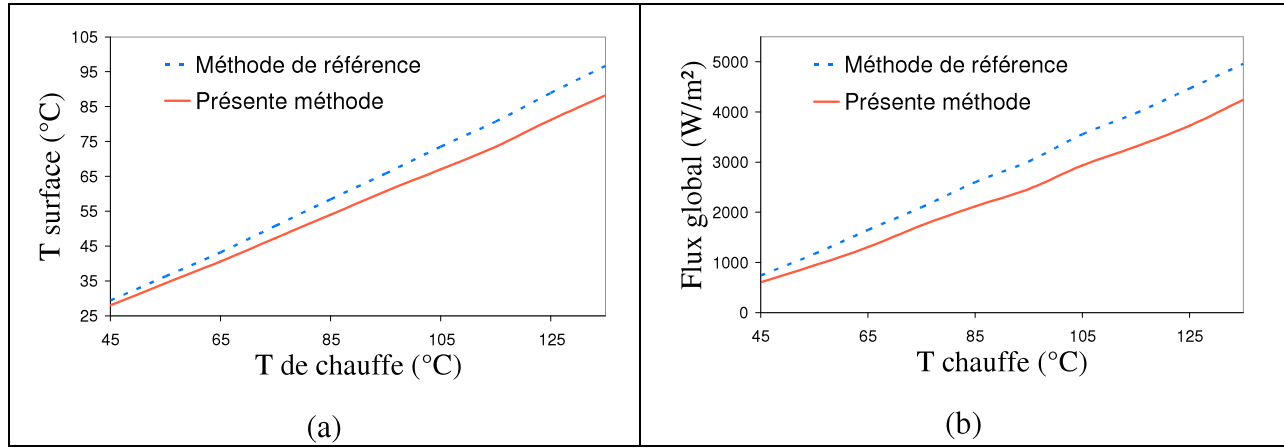


Figure II - 42: évolution de (a) la température de surface et (b) du flux global pour la méthode testée et le cas de référence en fonction de la température de chauffe

Nous remarquons que sur l'intervalle de température de surface de notre étude de $[30^{\circ}\text{C}; 150^{\circ}\text{C}]$, la température de surface ainsi que le flux global mesuré par la méthode testée sont globalement proches de ceux que l'on doit obtenir « théoriquement ». Il est notable que les différences entre les courbes de la présente méthode et celles de référence sont plus significatives en convection forcée qu'en convection naturelle. A titre d'exemple, pour une température de chauffe de 45°C , nous mesurons une température de surface de $28,0^{\circ}\text{C}$ et un flux global de 607 W/m^2 avec la méthode testée contre une température de $29,45^{\circ}\text{C}$ et un flux global de 740 W/m^2 de référence. D'autre part, à une température de chauffe de 135°C , nous mesurons une température de surface de $88,2^{\circ}\text{C}$ par rapport à une température de référence de $96,7^{\circ}\text{C}$ et un flux global de 4100 W/m^2 contre un flux global de référence de 4959 W/m^2 .

En calculant les erreurs relatives sur les mesures de la température de surface et du flux global par la présente méthode par rapport à ceux de référence, nous avons remarqué que celles-ci en moyenne sont respectivement de l'ordre de $7,4 \%$ et de $18,0 \%$.

L'erreur relative moyenne significativement élevée en convection forcée par rapport à la convection naturelle est expliquée par l'erreur relative élevée sur la mesure de la température de surface qui devient dans ce cas une source non négligeable dans l'erreur sur la mesure du flux global. A ce point, il faut procéder à la correction du flux global par les différences entre les températures de surface et la température ambiante suivant la formulation de Khaled et al [191, 192] :

$$\varphi_{\text{corrigé}} = \varphi_{\text{mesuré}} \cdot \left[\frac{T_{S,\text{mesurée}} - T_{\text{ambiante}}}{T_{S,\text{référence}} - T_{\text{ambiante}}} \right] = K_{\text{correction}} \cdot \varphi_{\text{mesuré}} \quad (86)$$

Où $K_{\text{correction}}$ est un facteur de correction calculé à partir de différence de températures.

La Figure II - 43 montre l'évolution du flux global en fonction de la température de chauffe pour la présente méthode avec et sans correction ainsi que dans le cas de référence.

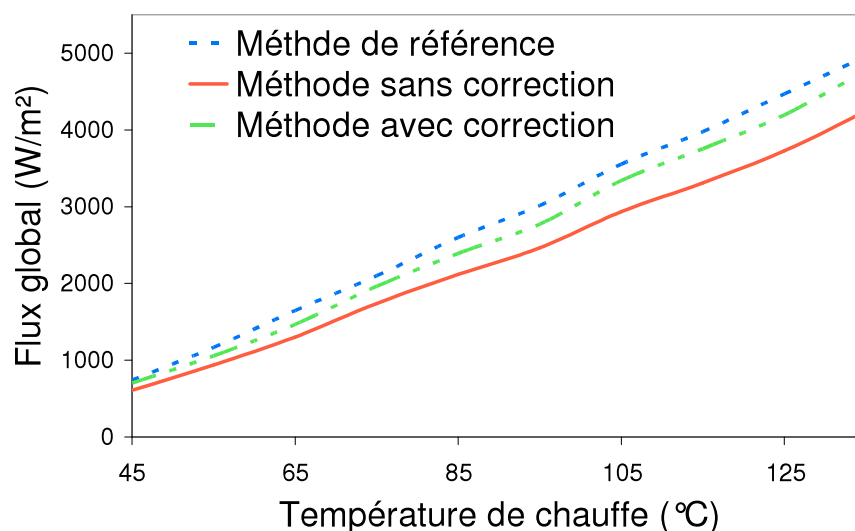


Figure II - 43: évolution du flux global en fonction de la température de chauffe pour la méthode testée avec et sans correction et pour le cas de référence

Nous observons clairement qu'avec la méthode de correction en convection forcée, la courbe d'évolution du flux global s'approche bien de celle de référence. A titre d'exemple, pour une température de chauffe de 135 °C et par rapport à un flux global de référence de 4959 W/m², nous avons un flux global avec correction de 4772 W/m² contre un flux sans correction de 4244 W/m². En erreur relative moyenne, nous sommes passés de 18 % avec la méthode sans correction à 7 % en moyenne. Finalement, notre méthode semble posséder un degré satisfaisant de précision pour mesurer des températures de surface et des flux globaux en convection forcée, à condition de procéder par correction du flux global par les différences de température.

II.8.4. Reproductibilité de la méthode

Pour tester la reproductibilité de la présente méthode, les mêmes séries de mesures que celles présentées dans la section précédente en convection naturelle et forcée ont été refaites mais cette fois-ci sur une plaque de section rectangulaire de 80*80 mm². Dans cette partie, nous nous limiterons sur la présentation des résultats de reproductibilité en convection naturelle, ceux en convection forcée étant de même ordres de grandeurs.

La Figure II - 44 montre l'évolution de la température de surface et de l'erreur relative sur la mesure de cette température en fonction de la température de chauffe pour les deux séries de mesures en convection naturelle (plaque circulaire = test 1, plaque rectangulaire = test 2).

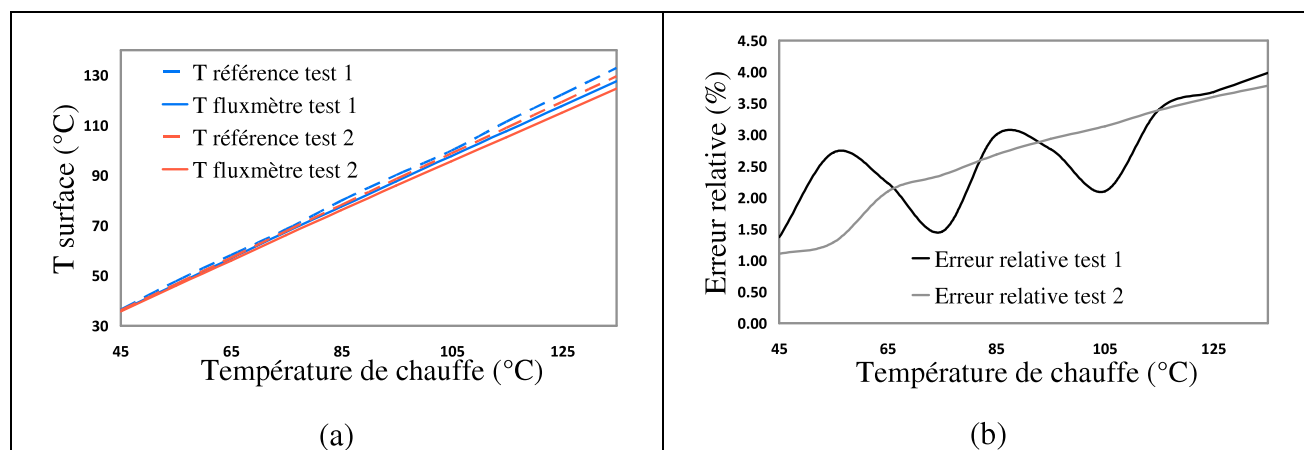


Figure II - 44: évolution de (a) la température de surface et (b) l'erreur relative sur la mesure de la température de surface en fonction de la température de chauffe pour les deux tests

Nous remarquons que les courbes de températures ainsi que celles des erreurs relatives sont proches entre les deux tests et que pour chaque test (Figure II - 44-a) la température de la méthode est toujours proche de celle de référence. A titre d'exemple, l'erreur relative lors du premier test varie entre 1,37 et 4% contre une variation de 1,1 à 3,78 % pendant le second test.

La Figure II - 45 montre l'évolution du flux global et de l'erreur relative sur la mesure de ce flux en fonction de la température de chauffe pour les deux séries de mesures en convection naturelle (plaque circulaire = test 1, plaque rectangulaire = test 2).

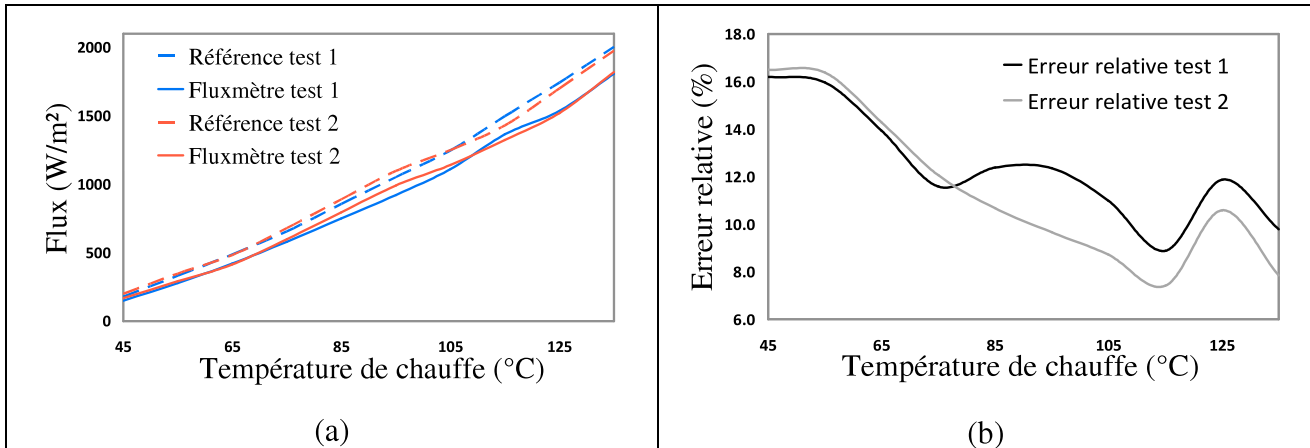


Figure II - 45: évolution (a) du flux global et (b) de l'erreur relative sur la mesure du flux global en fonction de la température de chauffe pour les deux tests

Nous remarquons encore une fois que les courbes de flux globaux ainsi que celles d'erreurs relatives sont proches entre les deux tests et que pour chaque test (Figure II - 45-a) le flux global mesuré par la présente méthode est toujours proche de celui de référence. A titre d'exemple, l'erreur relative sur la mesure du flux global lors du premier test varie entre 9,8 et 16,2 % contre une variation de 7,8 à 16,5 % pendant le second test.

II.9. Conclusion

Nous souhaitons comprendre l'influence des conditions aérodynamiques ainsi que celle des transferts thermiques sur le comportement de la turbomachine. Nous avons pour cela développé le premier moyen d'essai essentiel pour cette étude, qui est le banc turbocompresseur. De même, nous avons adapté l'utilisation d'un système de mesure LDA sur un banc turbocompresseur afin de caractériser l'écoulement généré à différentes sections du circuit d'air. Pour la même raison, un calcul CFD a été réalisé en parallèle. D'autre part, afin de mieux comprendre le cheminement des transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur, une méthodologie de mesure locale de flux thermiques a été développée et une caméra thermique a été employée pour la cartographie thermique des surfaces extérieures.

Disposant de ces outils expérimentaux, notre objectif est maintenant de les appliquer au turbocompresseur choisi dans le cadre de cette thèse afin d'améliorer notre compréhension des phénomènes liés à l'influence du circuit amont et des transferts thermiques sur le turbocompresseur.

Chapitre III: Influence des conditions aérodynamiques sur le compresseur

L'objet de ce chapitre est de présenter les principaux résultats liés à la partie d'étude aérodynamique de la thèse. La méthodologie de travail consiste à réaliser des mesures globales des caractéristiques du compresseur, et de les coupler avec des mesures locales de l'écoulement en entrée de la roue. Afin d'observer uniquement l'effet aérodynamique des géométries à l'entrée du compresseur, ces singularités ont été testées sur un banc turbocompresseur stationnaire. La température d'entrée turbine a été fixée à 300°C pour tous les tests. Cette valeur a été choisie comme étant un bon compromis entre la facilité à travailler avec des faibles températures pour minimiser les échanges thermiques et maximiser la puissance à fournir au compresseur, afin d'obtenir un champ compresseur le plus large possible.

La première partie est consacrée à la méthodologie de la mesure locale et des calculs CFD. Par la suite, la deuxième partie présente l'analyse des résultats liés à l'impact de différentes géométries sur le comportement du compresseur et de l'écoulement induit par ces dernières.

Six géométries sont comparées avec l'entrée en tube droit sélectionnée comme géométrie de base. De même ces singularités seront étudiées expérimentalement en banc de pertes de charges avec des mesures LDA et numériquement avec Fluent afin de caractériser leurs profils d'écoulement de sortie.

Finalement, la dernière partie présente l'étude locale de l'écoulement à l'entrée du compresseur. Dans cette partie les mesures LDA sont réalisées à l'entrée du compresseur, en présence des mêmes géométries testées précédemment au banc de pertes de charges. Ces mesures permettront d'obtenir les conditions aux limites générées à l'entrée de la roue, et à expliquer leurs influences sur les mesures globales.

III.1. Méthodologie d'études aérodynamiques d'un compresseur

Ce paragraphe décrit les méthodes utilisées afin de caractériser localement l'écoulement en entrée de compresseur. Sont présentées deux méthodologies LDA, puis les conditions des calculs CFD.

III.1.1. Méthodologie des mesures en LDA

Afin de réaliser les mesures LDA un premier protocole de mesure a été développé tout au début de la thèse avec des moyens manuels de contrôle et une méthodologie de mesure allégée. Ce protocole semble non adapté à la précision et à la réalisation des mesures souhaitées. Par la suite un second protocole a été défini. Ces deux protocoles de mesure sont présentés ci-dessous.

III.1.1.1. Première méthodologie de mesure mise en place

Les mesures LDA ont pour but de mesurer la vitesse axiale et la vitesse tangentielle à l'entrée du compresseur et à la sortie des différentes configurations en soufflerie. Les premières mesures LDA ont été réalisées uniquement le long d'un seul diamètre (de 34 mm) de la section d'écoulement. Le déplacement de la sonde se faisait manuellement à l'aide de petites plaques micrométriques (voir Figure III - 1).

La Figure III - 2-(a) illustre une bride avec une fenêtre optique en verre plan de 10 mm de largeur. De même, cette figure montre l'orientation des axes en ayant le plan (XZ) comme plan horizontal médian.

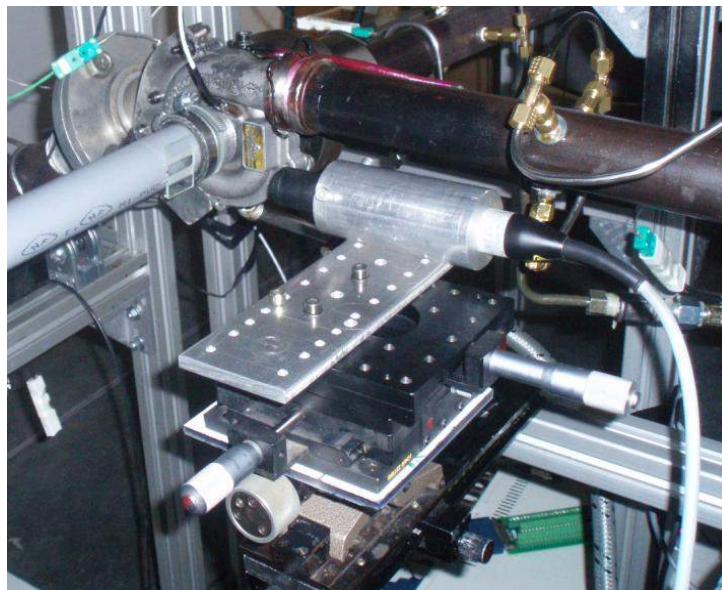


Figure III - 1 : premières mesures LDA à l'entrée du compresseur

Cette technique de mesure a permis de déceler les conditions aux limites générées par les différentes géométries et leurs influences sur le fonctionnement du compresseur. Ces données se sont avérées insuffisantes et imprécises à cause, d'une part, de la complexité des phénomènes étudiés et, d'autre part, de la répercussion des différents paramètres intrinsèques sur la qualité des résultats.

La Figure III - 2-(b) présente le cas de mesure du double coude à l'entrée avec la sonde du système LDA.

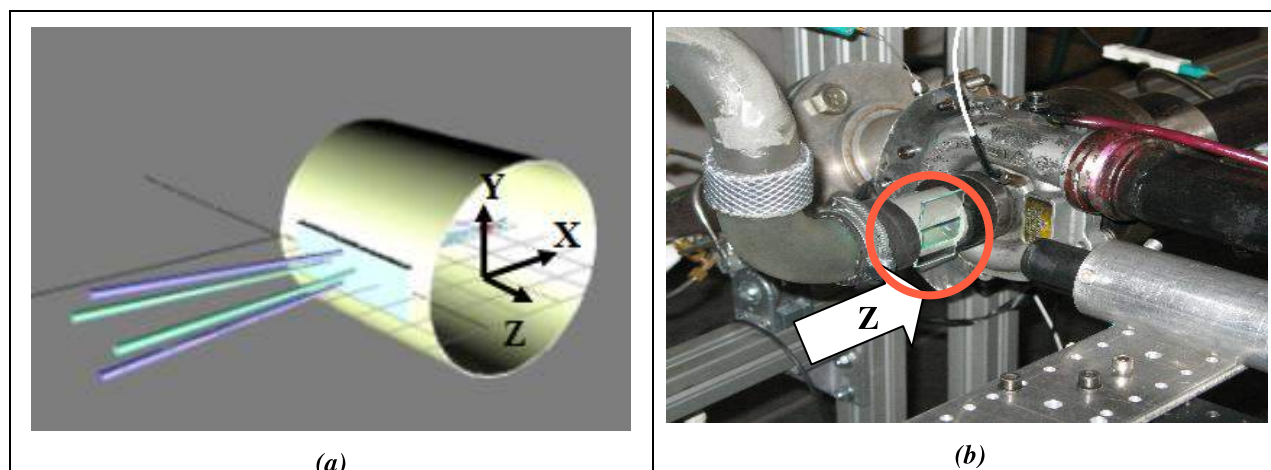


Figure III - 2 : (a) accès optique, (b) mesure LDA à l'entrée du compresseur

Afin de mieux expliquer les problèmes liés à cette méthodologie de mesure, un cas particulier de mesure est présenté et discuté. Dans cet exemple de mesure, on cherche à illustrer les profils de vitesses axiales et tangentielles mesurés en sortie d'un tube droit et d'un coude de 90°, sans compresseur. Le profil de l'écoulement relatif au tube droit servira de référence d'écoulement. Par ailleurs, l'analyse du profil de l'écoulement mesuré en sortie du coude signale la présence d'un problème au niveau des résultats de mesure. Autant le profil de la vitesse axiale représenté sur la Figure III - 3-(a) semble cohérent avec le profil théorique trouvé en bibliographie, autant le profil de la vitesse tangentielle semble difficile à interpréter (voir Figure III - 3-(b)).

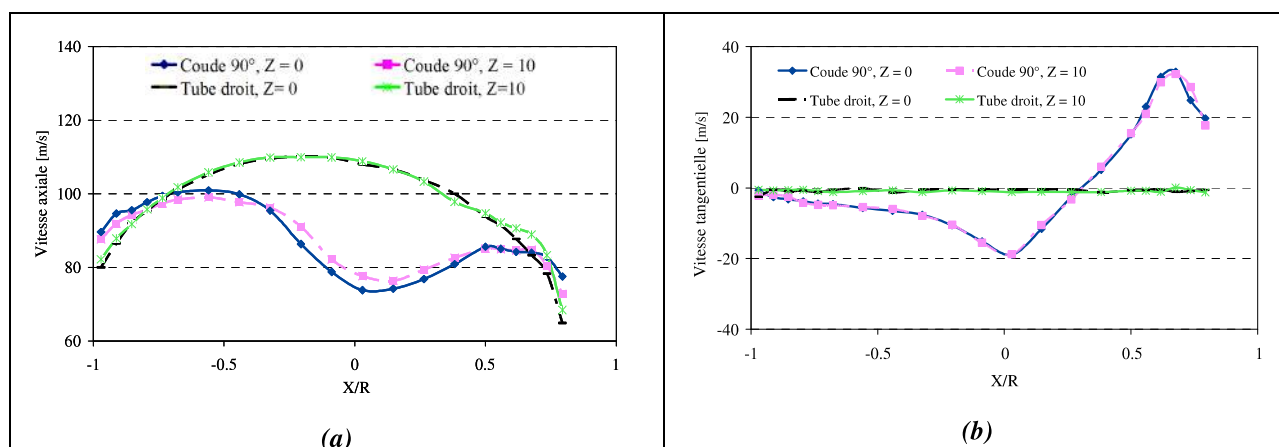


Figure III - 3 : (a) vitesse Axiale, (b) vitesse tangentielle de l'écoulement
comparaison des mesures en sortie d'un tube droit et d'un coude, sans compresseur

De même, l'angle de rotation de l'écoulement est calculé par la formule suivante

$$B = \tan^{-1} \left(\frac{V_z}{V_x} \right) \quad (87)$$

La Figure III - 4 présente les profils de l'angle de rotation mesuré en sortie d'un tube droit et d'un coude de 90°. Ces résultats montrent, en sortie du coude 90°, un profil d'angle de rotation semblable au profil de la vitesse tangentielle.

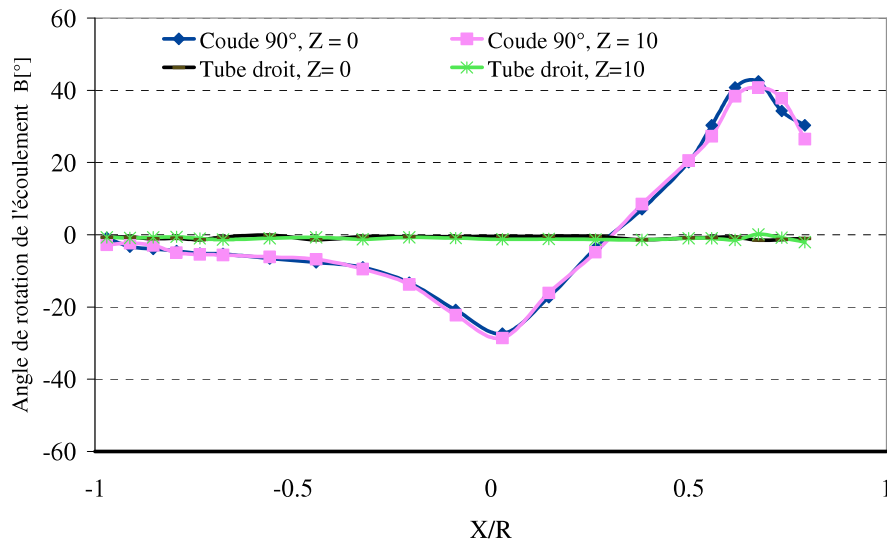


Figure III - 4 : angle de rotation de l'écoulement

Une première interprétation du profil de la vitesse tangentielle mesuré tente d'expliquer ce résultat comme étant la résultante d'un tourbillon non symétrique en sortie du coude. En effet en regardant les profils de vitesses tangentiels trouvés en bibliographie et en intégrant les effets des erreurs dues aux imprécisions des mesures, on peut imaginer avoir plusieurs profils de vitesses. Ces profils peuvent être le fruit d'une mauvaise orientation et positionnement de la sonde par rapport au plan médian de la section. Afin d'illustrer l'effet de ces pathologies, un exemple de l'erreur due au décalage du plan de mesure par rapport au plan médian sera présenté dans la suite. Deux cas sont envisagés :

1er Cas : la visée de la sonde est légèrement au dessus du niveau du plan de symétrie :

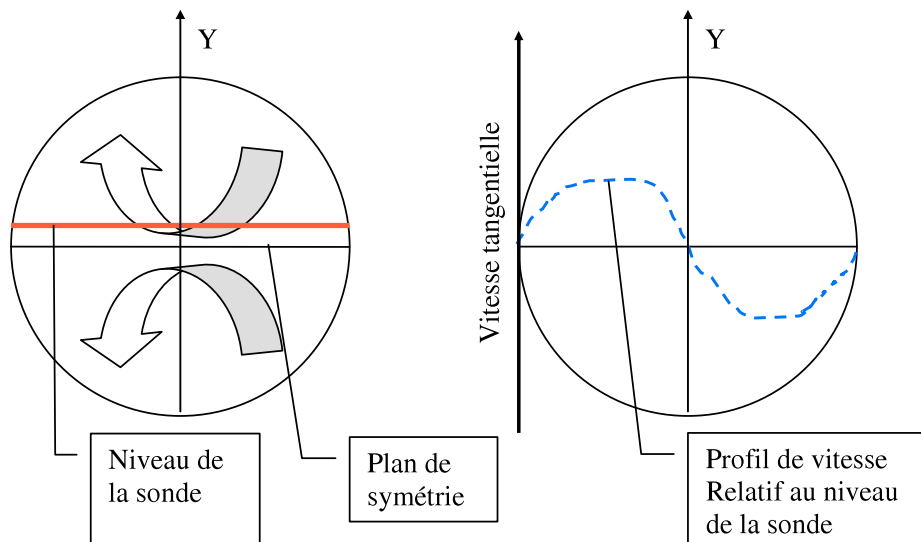


Figure III - 5: cas où la visée de la sonde est légèrement au dessus du plan de symétrie

2ème Cas : la visée de la sonde est légèrement au dessous du niveau du plan de symétrie :

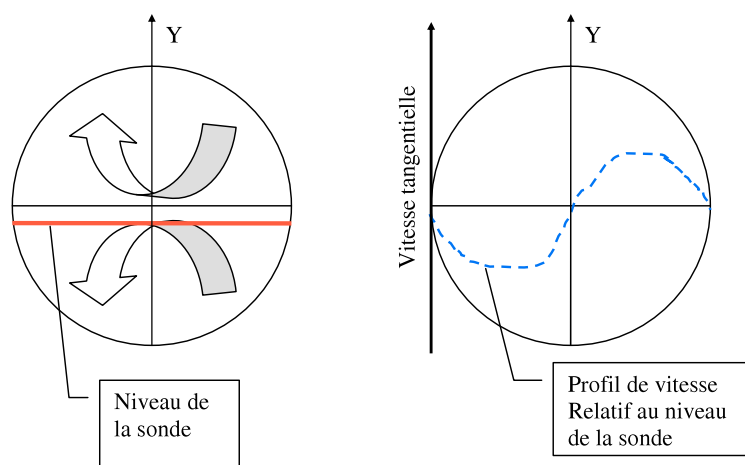


Figure III - 6: cas ou la visée de la sonde est légèrement au dessous du plan de symétrie

Les deux profils de vitesse tangentiels présentés dans la Figure III - 5 et la Figure III - 6, ont pour but d'illustrer qualitativement et d'une manière très globale l'allure des profils suivant le positionnement de la sonde. Or, en réalité, chaque tourbillon n'est pas symétrique par rapport à l'axe vertical (Y) de la section. En outre, vient s'ajouter l'effet de l'erreur d'inclinaison ou d'horizontalité. Par conséquent, le profil de vitesse tangentielle mesuré et présenté en Figure III - 3-(b) et le profil de l'angle de rotation illustré en Figure III - 4 peuvent bien correspondre à une somme d'erreurs pour un cas où la visée de la sonde est légèrement au dessous du plan de symétrie.

III.1.1.2. Nouvelle Méthodologie de mesure en LDA

Pour cette nouvelle méthodologie, le système de déplacement présenté dans le chapitre II, a été utilisé afin de répondre aux exigences des mesures.

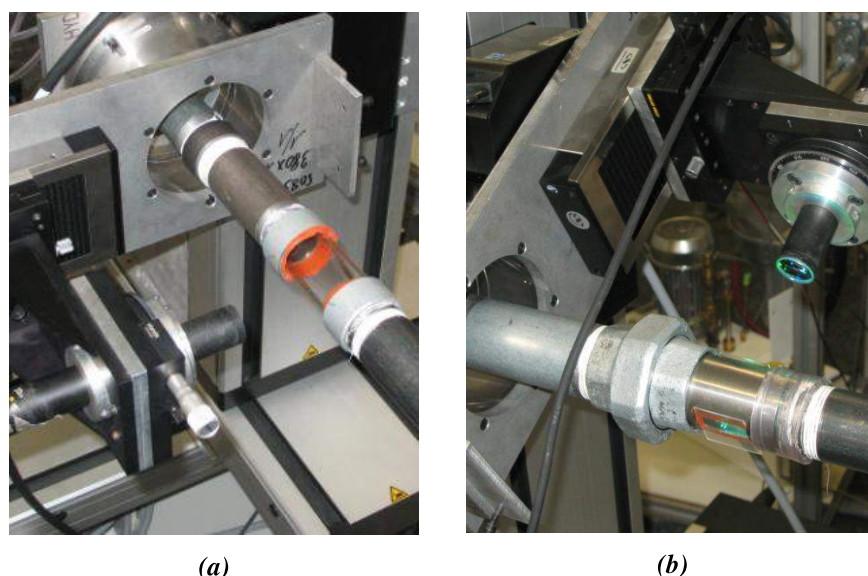


Figure III - 7 : (a) mesure LDA avec un cylindre optique, (b) mesure LDA avec brides à deux hublots plats parallèles

Pour les différents résultats présentés par la suite, un protocole de mesures a été mis en place afin de garantir le même maillage pour toutes les sections de mesure. Le nombre et la répartition des points de mesures ont été choisis comme un compromis entre le minimum d'informations nécessaires pour la compréhension de l'écoulement et la durée du temps d'acquisition.

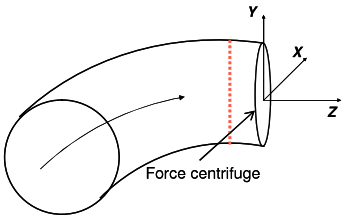
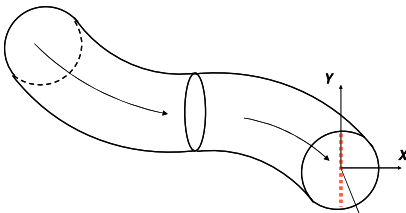
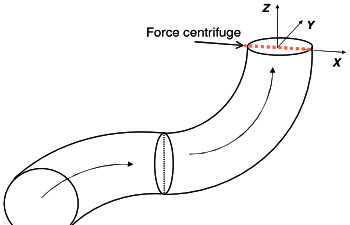
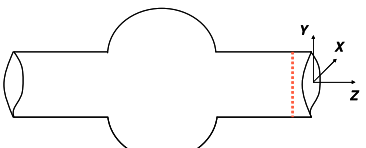
Deux points à deux débits différents correspondant à deux nombres de Reynolds $Re = 77000$ et $Re = 154000$ ont été testés par mesure LDA.

Les premiers tests en mesure LDA ont montré la même tendance de comportement global de l'écoulement pour les deux débits choisis. Pour cela on a choisi d'affiner le maillage pour le premier débit et un rayon de 10 points de mesures à été réalisé tous les 15 degrés.

III.1.2. Méthodologie de la modélisation

La modélisation de l'écoulement est réalisée pour une condition d'écoulement stationnaire et turbulent. Les géométries étudiées par la suite sont présentées dans le Tableau III - 1. Pour les configurations présentant un plan de symétrie, la simulation n'a été réalisée que sur une moitié de la géométrie. L'étude est effectuée avec une entrée et une sortie en tube droit. La longueur du tube droit à l'entrée est égale à 2 fois le diamètre et la longueur du tube droit en sortie est égale à 10 fois le diamètre. Après avoir effectué l'étude de sensibilité au maillage, le maillage retenu est présenté dans le Tableau III - 1. Afin d'étudier le comportement du fluide au travers de ces géométries, une vitesse d'entrée de 35 m.s^{-1} est imposée à l'entrée du tube. L'analyse locale de l'écoulement à partir du dispositif LDA a permis de définir un profil d'intensité de turbulence moyenne en amont du tube (voir Figure III - 10-b). Cette intensité de turbulence est fixée à 5%.

Tableau III - 1 : géométries modélisées et paramètres spécifiques

<p>Coude :</p> 	<p>Diamètre intérieur : 37 mm Rayon de courbure : 55,5 mm Géométrie en amont : tube de 74 mm de longueur Géométrie en aval : tube de 370 mm de longueur Le système est coupé en deux suivant le plan de symétrie Taille 1ère maille de couche limite de 0,1 mm Taille du maillage 2 mm Intensité de turbulence en entrée de 5%</p>
<p>Double Coude (coplanaire) :</p> 	<p>Diamètre intérieur : 37 mm Rayon de courbure : 55,5 mm Géométrie en amont : tube de 74 mm de longueur Géométrie en aval : tube de 370 mm de longueur Le système est coupé en deux suivant le plan de symétrie Taille 1ère maille de couche limite de 0,1 mm Taille du maillage 2 mm Intensité de turbulence en entrée de 5%</p>
<p>Double Coude (perpendiculaire) :</p> 	<p>Diamètre intérieur : 37 mm Rayon de courbure : 55,5 mm Géométrie en amont : tube de 74 mm de longueur Géométrie en aval : tube de 370 mm de longueur Taille 1ère maille de couche limite de 0,1 mm Taille du maillage 2 mm Intensité de turbulence en entrée de 5%</p>
<p>Bulbe :</p> 	<p>Résolution 2D axisymétrique Taille 1ère maille de couche limite de 0,1 mm Taille du maillage 2 mm Intensité de turbulence en entrée de 5%</p>

III.2. Effet des géométries d'entrée sur les caractéristiques du compresseur et sur l'écoulement.

Dans ce paragraphe sont présentés les résultats des tests menés afin de caractériser l'effet de différentes singularités en entrée compresseur. Les géométries testées sont : le tube droit, le bulbe, le coude à 90°, le double coude perpendiculaire (2 cas) et le double coude coplanaire. Pour chacun de ces cas, on représentera le champ compresseur en coordonnées corrigées ($T_{ref}=300\text{ K}$, $P_{ref}=1\text{ bar}$). Les pertes de charge de chaque singularité sont ajoutées à la pression d'entrée compresseur afin de caractériser uniquement les effets aérodynamiques induits par la distorsion d'écoulement en entrée roue.

Afin d'aider à l'interprétation de ces mesures globales, les profils de vitesses générés par chacune de ces singularités ont été caractérisés grâce à la LDA en absence du compresseur et en configuration « soufflée ». Sont présentés les profils de vitesses et de turbulences, ainsi que des éléments liés à l'étude statistique de la turbulence (k et ϵ) qui peuvent être utiles aux calculs CFD de compresseur complet.

III.2.1. Géométrie de référence : tube droit

La géométrie standard de base choisie est celle d'une entrée compresseur en tube droit. La Figure III - 8, présente le champ du taux de compression en fonction du débit pour le compresseur étudié avec une entrée en tube droit. Pour toutes les mesures de champs compresseurs présentés dans ce chapitre, les mêmes conditions de références ont été utilisées. Ces conditions concernent la température à l'entrée turbine fixée à 300°C et la position de la géométrie variable fixée grande ouverte.

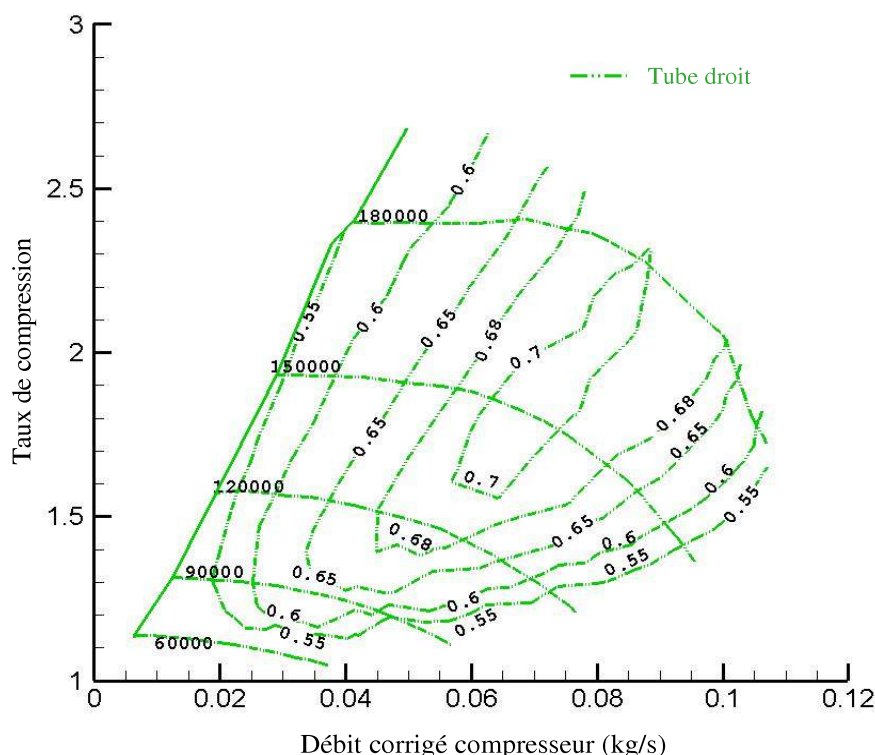


Figure III - 8 : champ compresseur mesuré avec une entrée en tube droit

De même, on cherche à mesurer le profil de l'écoulement généré par un tube droit. La Figure III - 9 présente l'application de la mesure LDA pour cette configuration ainsi que les axes d'orientation choisis. Par la suite on s'intéresse à la mesure des caractéristiques de l'écoulement pour deux débits compresseur, faible débit correspondant à la zone de proche pompage et moyen débit correspondant à la zone centrale du champ compresseur. Ces deux conditions correspondent respectivement aux deux nombres de Reynolds (dans le tuyau de mesure) $Re = 77000$ et $Re = 154000$.

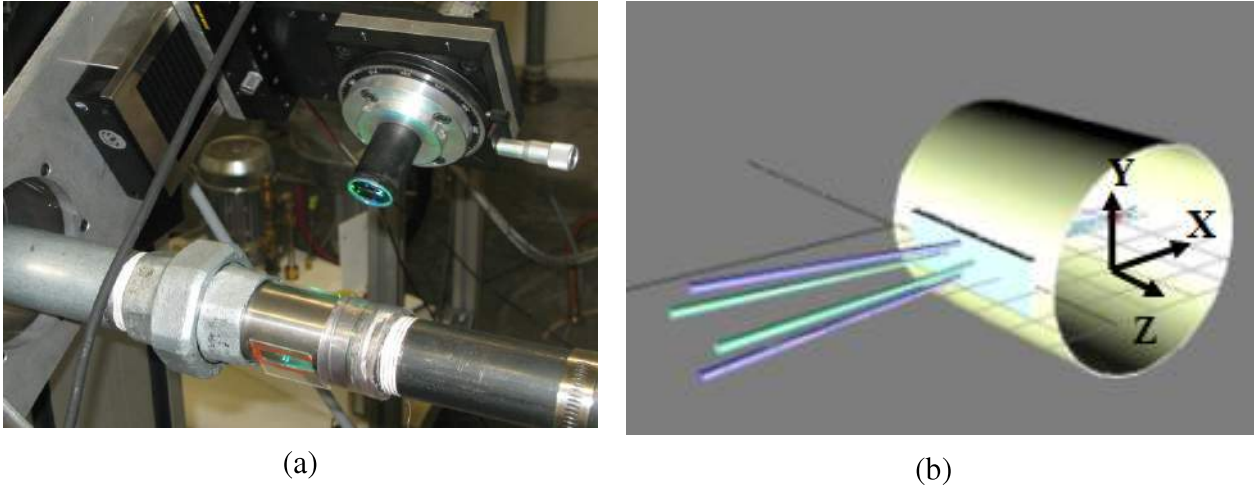


Figure III - 9 : (a) mesure LDA en tube droit, (b) orientation des axes et section de mesure

La géométrie du tube droit étant axisymétrique, les profils mesurés au niveau de tous les diamètres sont identiques. Par la suite on présentera le profil de la vitesse longitudinale et de l'intensité de turbulence mesurés le long du diamètre horizontal (Figure III - 10).

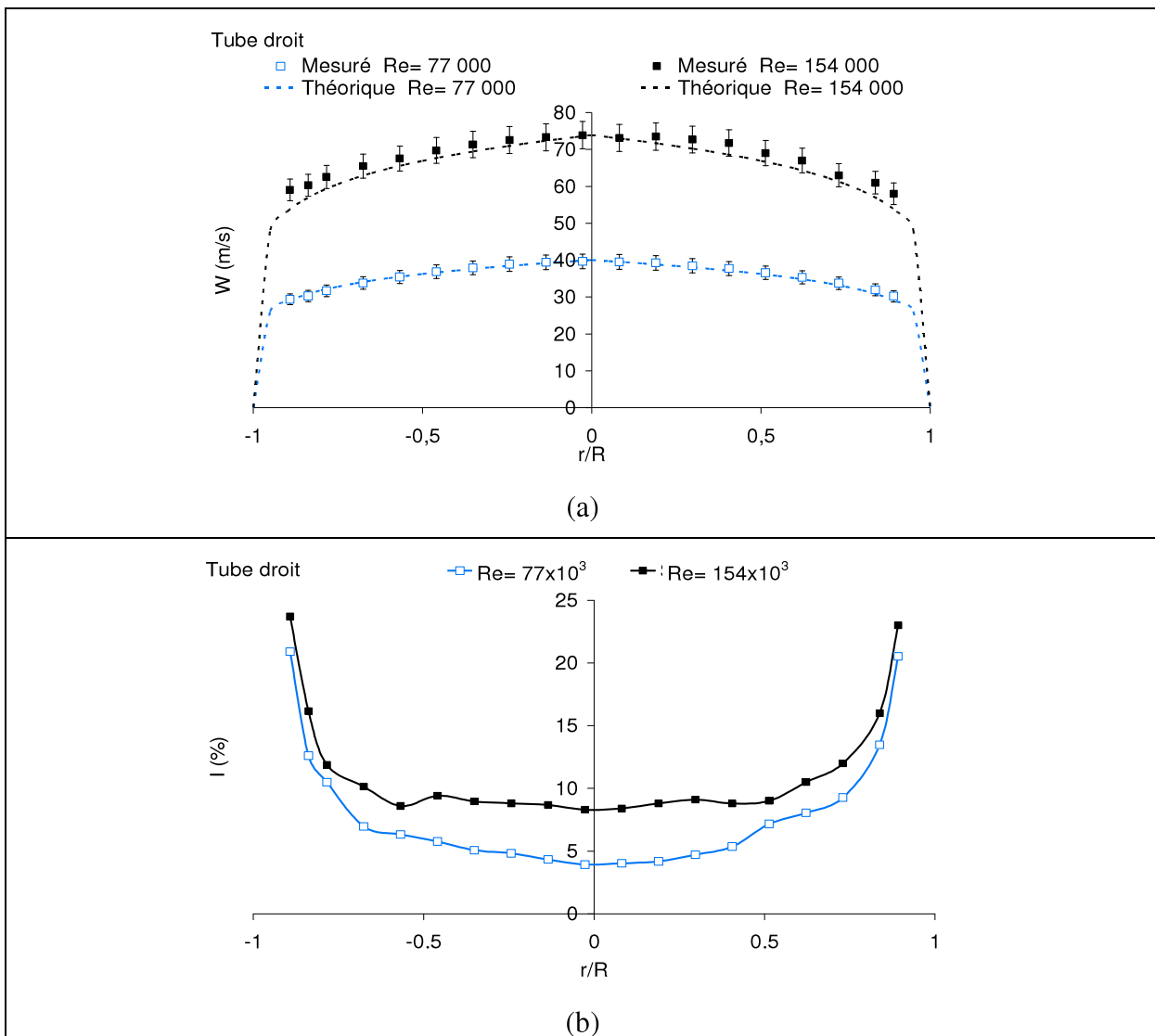


Figure III - 10 : écoulement d'un tube droit, (a) profil de vitesse longitudinale, (b) profil de l'intensité turbulente

Les résultats liés à la configuration du tube droit sont en accord, pour les deux valeurs du nombre de Reynolds étudiées, $Re = 77000$ et $Re = 154000$, avec les profils de vitesses axiales théoriques d'un écoulement turbulent dans un tube droit d'après Hinze [188] :

$$W = W_{max} \left(1 - \frac{r}{R} \right)^{1/7} \quad (88)$$

Où R est le rayon du tube

Pour cette configuration le profil de vitesse longitudinale mesuré à la même forme que le profil théorique de l'écoulement dans un tube droit avec une symétrie complète. De même, pour l'intensité de turbulence. Elle est maximale à proximité de la paroi due aux fortes vitesses fluctuantes causées par l'existence de structures cohérentes dans cette zone (Kim et Adrian [193]; Lesieur et al [194]).

La composante de la vitesse tangentielle est inexistante sur toute la section de mesure. Par la suite, les caractéristiques de l'écoulement liées à cette géométrie seront classées comme caractéristiques de l'écoulement standard. Ainsi, après avoir validé le profil mesuré avec le profil théorique attendu pour un tube droit ce dernier est utilisé comme référence pour la comparaison avec les autres profils issus des autres géométries.

III.2.2. Bulbe

La géométrie du bulbe (voir figure III-11) est utilisée en série chez un constructeur automobile. Cette configuration parfaitement symétrique est un exemple d'un élargissement de section. D'après la littérature, la création d'un certain volume à l'entrée du compresseur a un effet sur le décalage de la ligne de pompage vers les faibles débits.



Figure III - 11 : configuration du bulbe

Les résultats relatifs à l'utilisation d'un bulbe à l'entrée du compresseur (Figure III - 12, Figure III - 13) peuvent être résumés par les points suivants :

1. un gain au niveau de toute la ligne de pompage. Pour la zone à partir d'un taux de compression de 2, ce gain au niveau de la limite de pompage semble devenir plus important.
2. une légère baisse du taux de compression au milieu des deux dernières lignes d'isovitesse (150000 tr/min et 180000 tr/min).
3. une chute de rendement est remarquée dans la zone du rendement maximal et jusqu'aux hauts débits pour les deux dernières isovitesses affichées. De même, une très légère augmentation du rendement semble apparaître à faible débit pour les deux dernières isovitesses. L'incertitude de mesure étant non négligeable pour la zone à bas régime, les résultats du rendement ne seront pas présentés pour les isovitesses en dessous de 120000 tr/min.

Deux explications peuvent être considérées vis-à-vis de ce décalage de la ligne du pompage :

- La modification de l'impédance du système avec la présence du volume du bulbe dans le sens du décalage de la limite de pompage sur les faibles débits.

- L'amélioration du profil de vitesse généré à l'entrée de la roue compresseur de manière à diminuer l'instabilité et repousser la limite de pompage.

D'après une étude de l'influence des volumes à l'entrée compresseur sur l'impédance du circuit et par la suite sur la limite de pompage (Boudfar et al [195, 196]), le volume du bulbe semble être très petit pour créer un décalage de la limite du pompage suite à un changement d'impédance du circuit. Lors de cette étude le compresseur utilisé étant de la même taille que le notre ainsi que le circuit de l'installation par contre les volumes étaient minimaux de 5L relativement à 0.5L dans notre cas. La deuxième solution sera vérifiée par la suite par une mesure locale de l'écoulement.

L'écoulement en sortie du bulbe ne devant pas présenter d'écoulement secondaire de part sa géométrie, la faible chute du taux de compression dans la partie droite des deux dernières isovitesses peut être expliquée par un écoulement plus turbulent et moins uniforme pour les moyens et grands débits qui entraînent une baisse de diffusion dans la roue et par conséquent une faible chute du taux de compression.

La chute du rendement isentropique pour les forts débits dans les deux dernières isovitesses est due à la chute du taux de compression. Par contre, la légère augmentation du rendement pour les faibles débits peut être expliquée par l'amélioration du profil d'écoulement à faible débit, ce qui est cohérent avec le gain réalisé sur la limite du pompage.

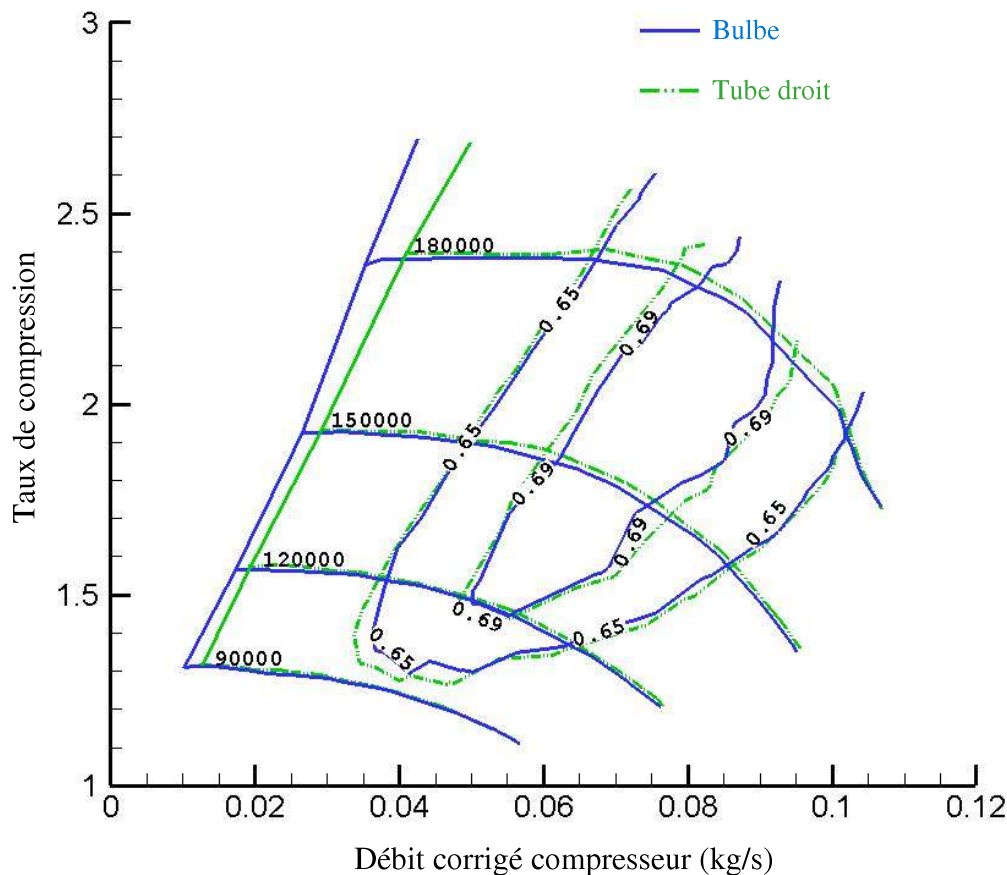


Figure III - 12 : comparaison du champ compresseur mesuré avec le bulbe avec celui du tube droit

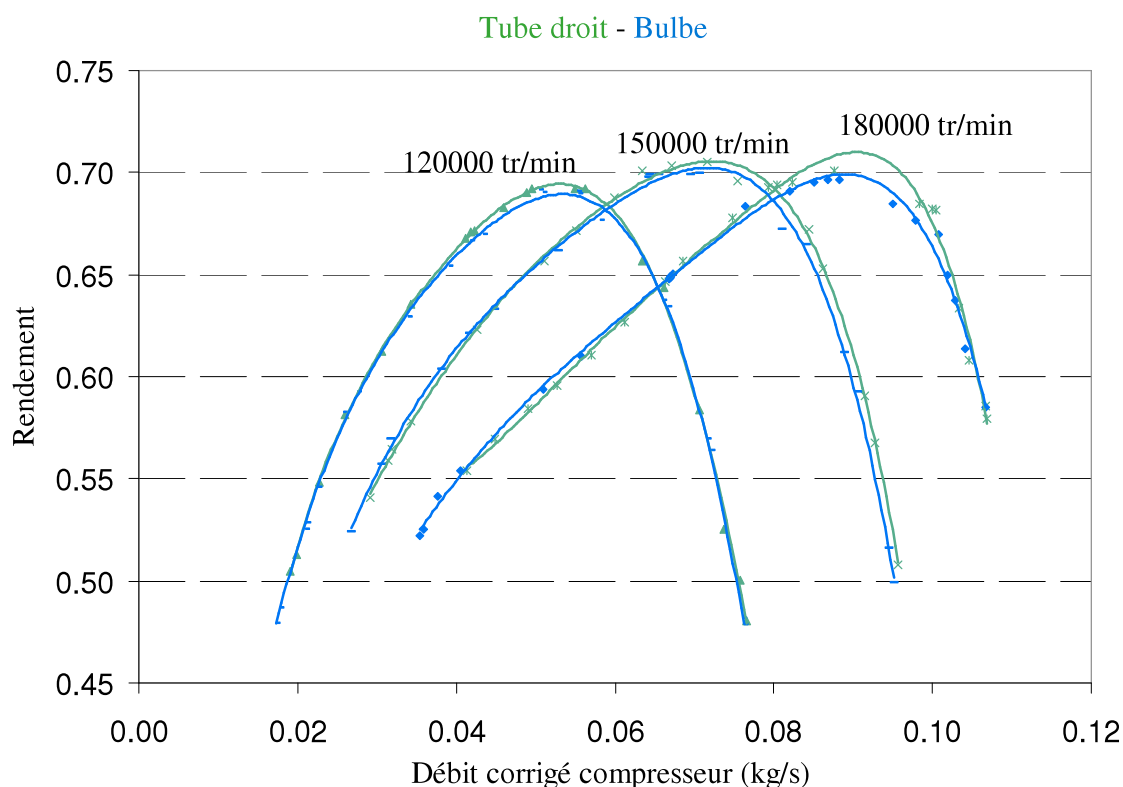


Figure III - 13 : effet du bulbe sur le rendement du compresseur au niveau des trois isovitesses (120000, 150000 et 180000 tr/min)

Afin d'étudier l'effet aérodynamique généré en sortie du bulbe la méthodologie de mesure LDA a été appliquée (Figure III - 14) et complétée par un calcul CFD. Cette géométrie étant axisymétrique, les profils mesurés au niveau de tous les diamètres sont identiques. Ceci a été vérifié pour les six diamètres étudiés. Par la suite on présentera une comparaison du profil de la vitesse longitudinale avec celui d'un tube droit (théorique) pour les deux nombres de Reynolds étudiés. De même, une comparaison du profil de l'intensité de turbulence avec celui du tube droit est présentée pour $Re = 77\,000$, le deuxième ayant une tendance similaire. Par la suite toutes les autres comparaisons seront présentées pour un seul écoulement : celui relatif à $Re = 77\,000$.

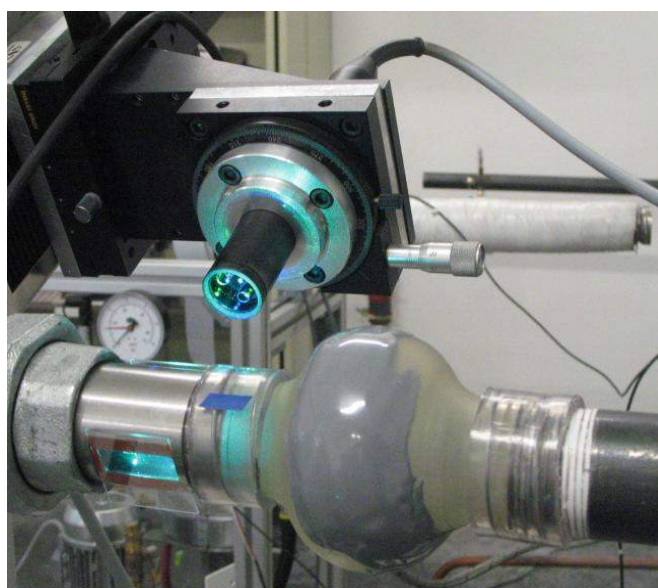


Figure III - 14 : mesure LDA en aval du bulbe

Pour cette configuration, le profil de vitesse longitudinale est très proche de celui du tube droit pour la partie centrale de l'écoulement (Figure III - 15). Par contre, une augmentation de la vitesse est remarquée au niveau de la section périphérique de l'écoulement. Cette tendance n'est pas retrouvée par le calcul CFD présenté en Figure III - 16. Lorsque les filets de courant traversent la partie large du bulbe, ils ont tendance à s'écarter vers la poche périphérique car la section de l'écoulement s'élargit. Par la suite en sortie du bulbe, la section diminue et par conséquent les filets de l'écoulement périphériques se resserrent, ce qui va engendrer des vitesses plus élevées au centre du tube. On peut s'interroger sur la validité des mesures LDA en proche paroi. D'autre part, la composante de vitesse tangentielle est quasiment inexistante sur toute la section de mesure.

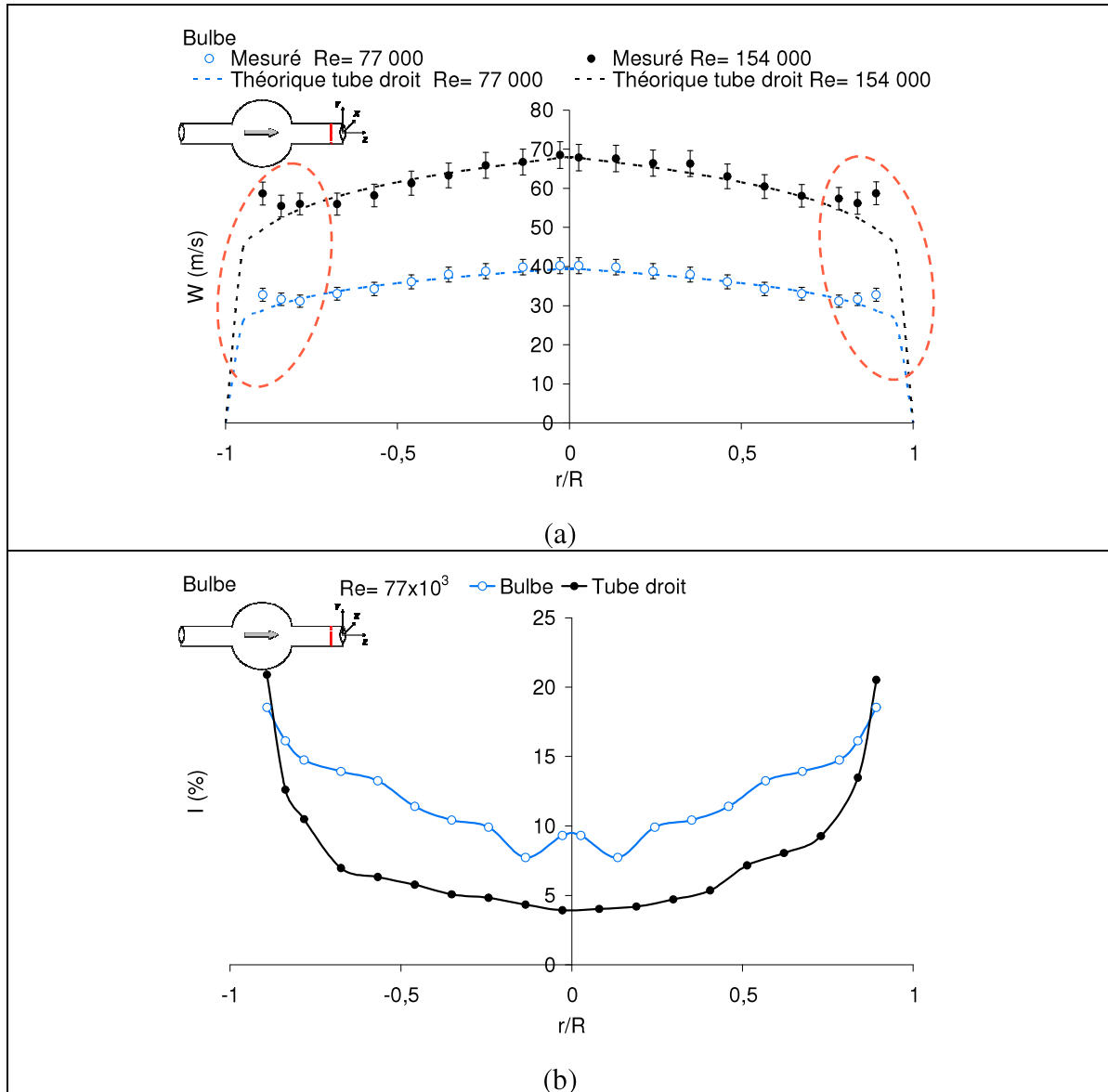


Figure III - 15 : comparaison de l'écoulement en sortie du bulbe avec celui relatif au tube droit pour un $Re = [Um \approx 35 \text{ m/s}]$, (a): profil de vitesse longitudinale, (b) profil de l'intensité turbulente

Afin de faire le lien entre l'aérodynamique à l'entrée et son impact sur la limite du pompage surtout pour le cas d'un pompage qui se déclenche au niveau de la roue du compresseur, on commence par rappeler les explications trouvées dans la bibliographie. Différentes études (Eynon et al [197], Mckee et al [198]) situent les premiers filets de l'écoulement inverse au niveau de la tête d'aube. Dans le cas du bulbe, et d'après les profils de vitesses déjà présentés, l'augmentation de la vitesse axiale sur la périphérie de la section d'entrée modifie le triangle des vitesses à l'entrée de la roue

(du côté de la tête d'aube) et ainsi diminue l'angle d'incidence positif en proche pompage et d'autre part augmente l'angle d'incidence négatif pour les zones à moyens et forts débits.

Aussi un écoulement plus fort au niveau des régions périphériques peut contribuer à une plus grande stabilité en pré-pompage et par la suite aider à repousser la limite de pompage.

La Figure III - 15 (b) présente un profil de turbulence axisymétrique de la même allure que celui mesuré en tube droit avec un facteur de 2 pour les parties centrales de la section d'écoulement. Ce niveau de turbulence conforte l'hypothèse proposée pour la chute du taux de compression.

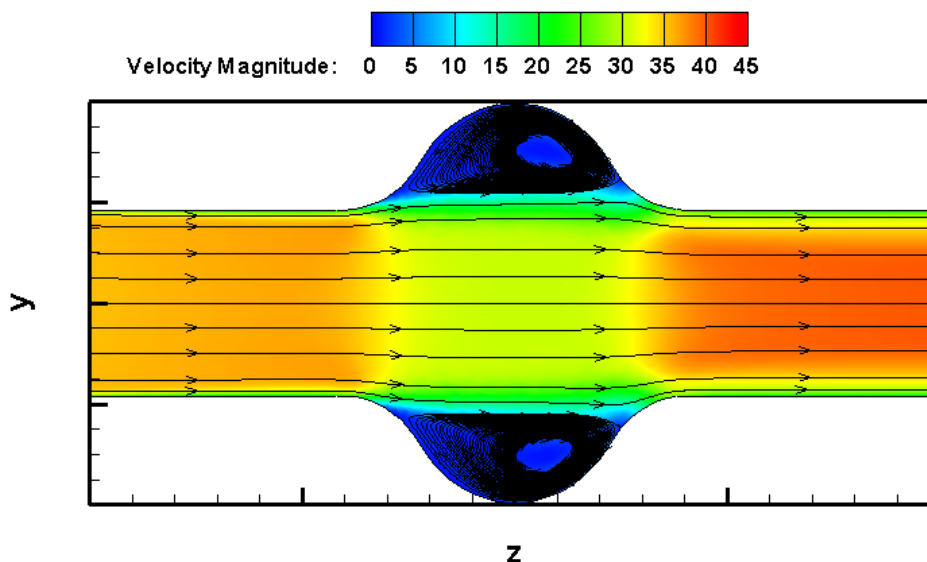


Figure III - 16 : ligne de courant au niveau du plan médian du bulbe (calcul CFD)

De même, en s'inspirant des résultats déjà présentés, (Figure III - 15 et Figure III - 16) on imagine un comportement dynamique de l'écoulement à travers le bulbe pour un fonctionnement en pré-pompage. On suppose ainsi que la poche du bulbe aide à absorber l'écoulement périphérique de retour et à le brasser avant qu'il soit de nouveau entraîné avec l'écoulement principal (Figure III - 17). Par conséquent l'écoulement principal sera moins perturbé avec un écoulement périphérique renforcé. Pour que cet effet soit notable il faut que le bulbe soit le plus proche possible de l'entrée compresseur. Dans le cas contraire cet effet disparaît et le bulbe n'aura plus d'effet significatif sur la limite de pompage.

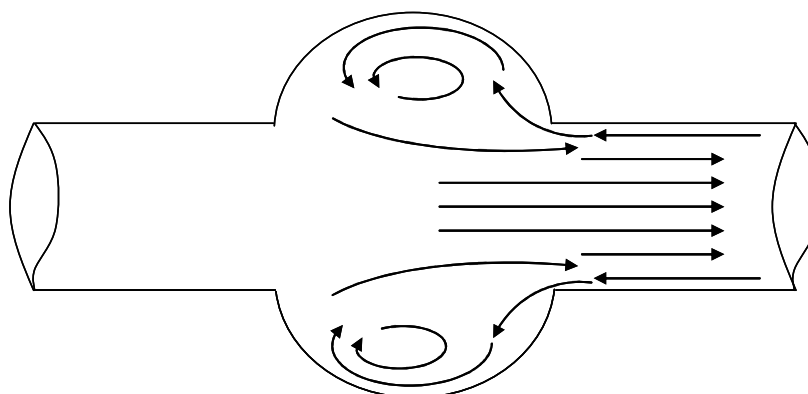


Figure III - 17 : fonctionnement du bulbe pur un point en proche pompage

III.2.3. Petit Coude 90°

La géométrie basique la plus étudiée dans la littérature et dont l'importance figure dans l'abondance de son utilisation dans la boucle d'air du moteur est le coude à 90° (Annexe C). L'impact de cette géométrie en amont compresseur est étudié en comparant le champ compresseur avec une entrée en

tube droit à celui avec une entrée en coude à 90° . La configuration mesurée avec un coude 90° à l'entrée est affichée en Figure III - 18. La mesure est toujours réalisée avec une température à l'entrée turbine de 300°C et une température à l'entrée compresseur proche de 20°C .



Figure III - 18 : configuration de mesure avec un coude 90° à l'entrée compresseur

La Figure III - 19 présente une comparaison entre les iso-vitesses pour un compresseur ayant une entrée en tube droit et celles d'un compresseur avec une entrée en coude à 90° . En plus, la Figure III - 20 présente l'effet du coude sur le rendement isentropique du compresseur pour les trois isovitesses affichés (120000, 150000 et 180000 tr/min).

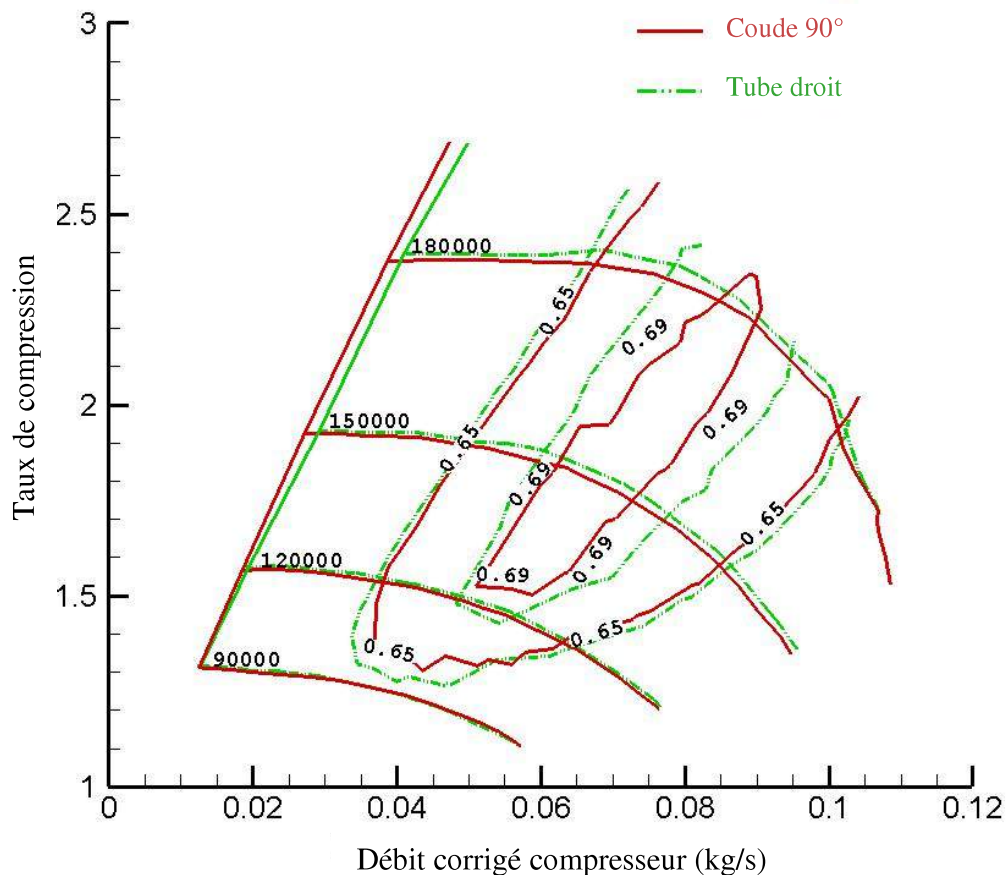


Figure III - 19 : comparaison du champ compresseur mesuré avec le petit coude 90° avec celui du tube droit

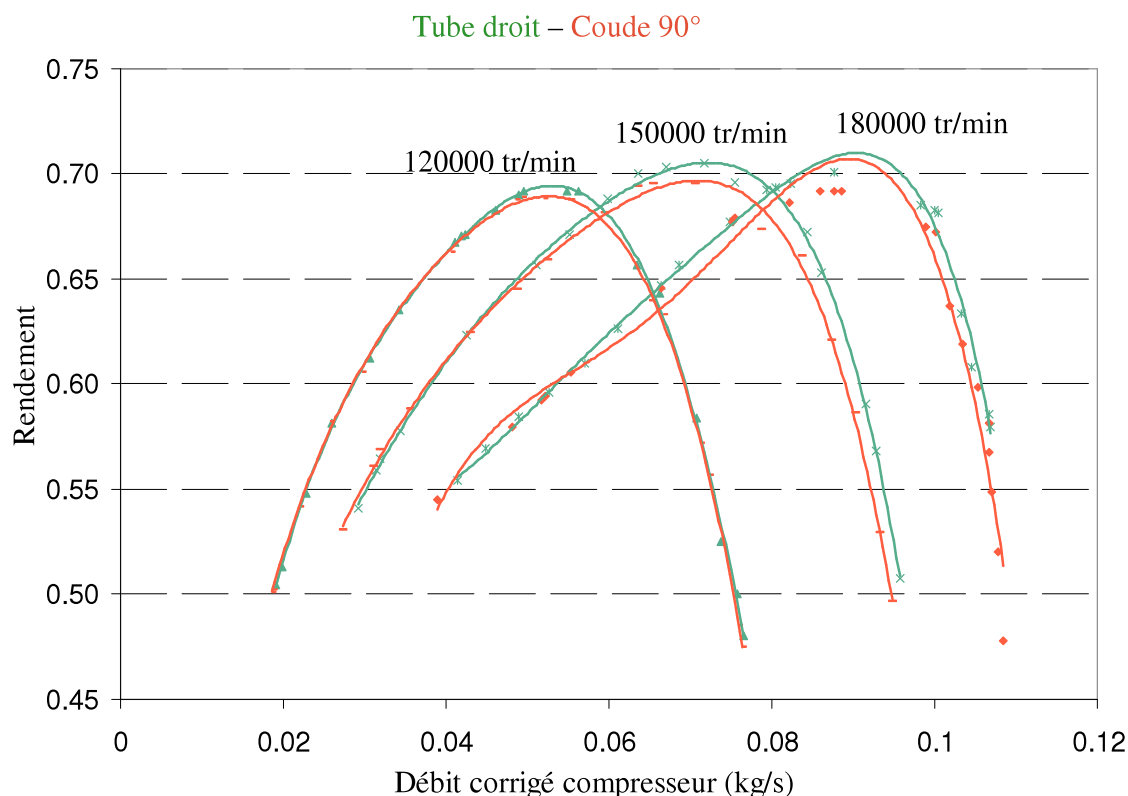


Figure III - 20 : incidence du coude sur le rendement du compresseur au niveau des trois isovitesse (120000, 150000 et 180000 tr/min)

Les résultats relatifs pour une entrée en coude à 90° peuvent être résumés par les points suivants :

1. pour la zone à faible taux de compression, cette géométrie d'entrée ne manifeste pas d'influence sur la limite de pompage, par contre pour un taux de compression supérieur à 2, un faible gain au niveau de la limite de pompage semble apparaître.
2. une légère baisse du taux de compression est visualisée au niveau des deux dernières isovitesse (150000 et 180000 tr/min).
3. de même une chute de rendement est remarquée surtout dans la zone du rendement maximal et aussi pour les points de fonctionnement à hauts régimes et à forts débits.

Ces résultats présentés sont en accord avec les résultats de Körfer et al [179]. Dans sa méthodologie Körfer utilise la simulation numérique afin de caractériser les pertes de charge au niveau de la partie coudee. Un résultat de cette étude est présenté sur la Figure III - 21.

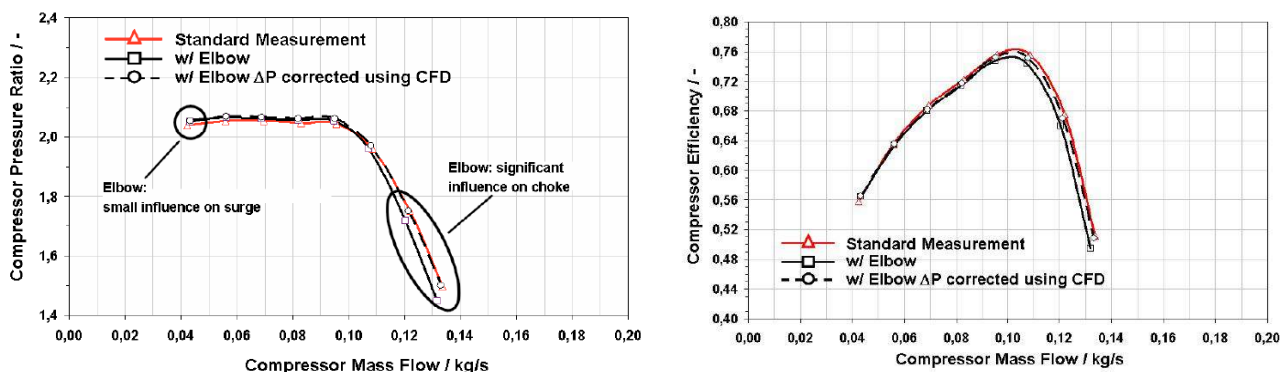


Figure III - 21 : influence d'un coude à 90° en entrée compresseur sur sa performance [179]

Afin de mieux comprendre l'influence de cette géométrie sur le compresseur, l'étude de l'impact de cette géométrie sur l'écoulement induit semble être primordiale. Pour cela, une mesure LDA a été réalisée selon la méthodologie présentée auparavant (Figure III - 22) ainsi qu'un calcul CFD avec Fluent.

Par la suite on se limitera à présenter une comparaison des profils de la vitesse longitudinale pour deux diamètres perpendiculaires avec leurs homologues relatifs au tube droit. Les deux diamètres choisis sont celui au niveau du plan de symétrie sur l'axe x et celui à 90° du plan de symétrie du coude sur l'axe y. De même, pour ces deux diamètres une comparaison du profil de l'intensité de turbulence avec celle du tube droit est présentée. Ces résultats sont relatifs au premier nombre de Reynolds, $Re = 77000$. Les résultats relatifs au deuxième nombre de Reynolds présentent la même tendance qualitative et ne seront pas présentés par la suite.

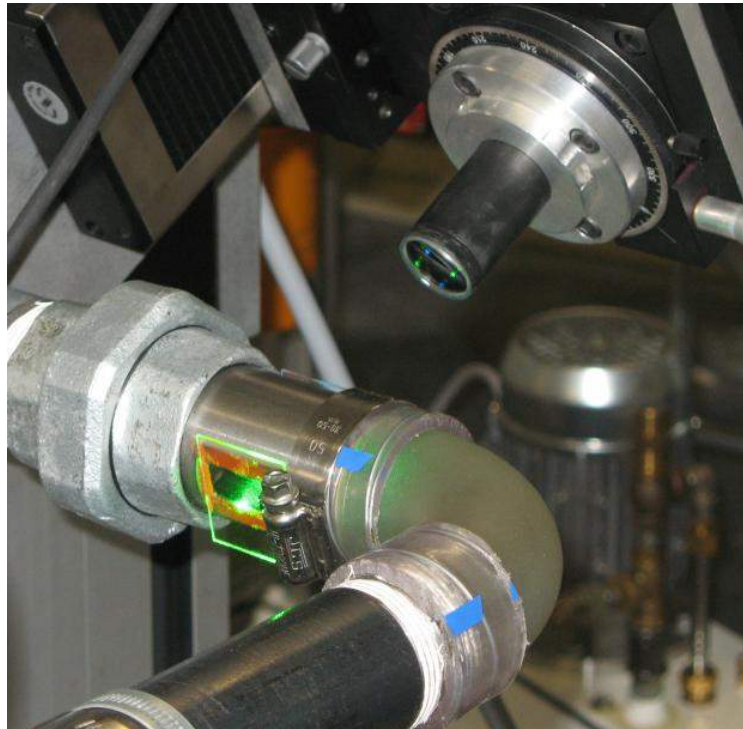


Figure III - 22 : mesure LDA en aval du coude à 90°

Les résultats présentés dans la Figure III - 23 ont été mesurés à une distance de 1 D en sortie du coude.

Les différences entre le profil généré par le coude 90° et celui d'un tube droit apparaissent clairement au niveau de la vitesse longitudinale et secondaire ainsi qu'au niveau de l'énergie cinétique et de l'intensité de turbulence.

Les profils mesurés en sortie du coude sont les mêmes que ceux trouvés dans l'analyse bibliographique (Duchene et al [199]; Naphon et Wongwises [200]). Le profil de la vitesse longitudinale présenté à la Figure III - 23-(a) pour la mesure sur x (0°) est celui relatif au plan de symétrie de la géométrie. Sur ce profil, un grand décalage de la vitesse longitudinale est observé entre la demi section concave et la demi section convexe de l'écoulement du à la force centrifuge causée par la courbure et qui résulte du développement de deux tourbillons contrarotatifs, appelés cellules de Dean [89-91] comme le montre le champ vectoriel présenté dans la Figure III - 24. D'autre part, sur le même axe x (0°) de la Figure III - 23-(b) on peut observer que le profil de l'intensité turbulence est maximal dans la région de présence des cellules de Dean. Sur l'axe y (90°) on observe que le profil de vitesses a une forme en U épaulé avec la vitesse minimale au centre tandis que l'intensité de turbulence a une forme en W qui est en concordance avec les observations de Duchene et al [199].

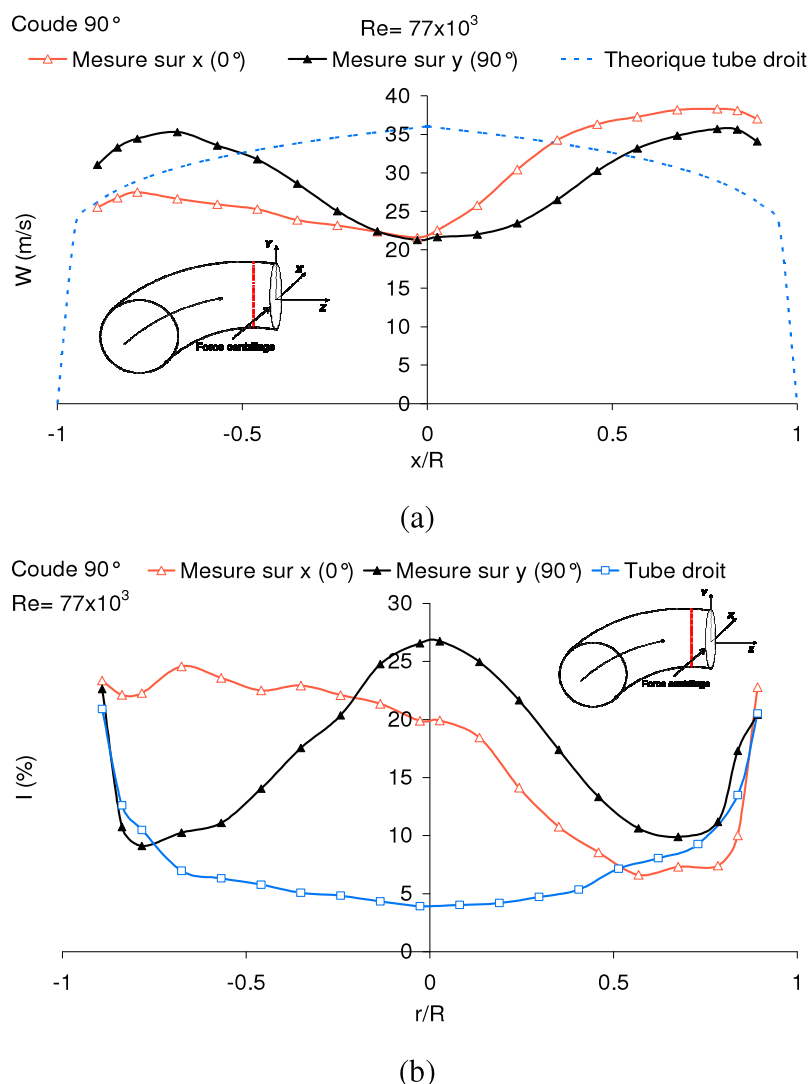


Figure III - 23 : comparaison de l'écoulement en sortie du coude à 90° (diamètre x et y) avec celui relatif au tube droit pour un $Re = 77000$, (a): profil de vitesse longitudinale, (b) profil de l'intensité turbulente.

La Figure III - 23(b) présente une comparaison des profils de l'intensité de turbulence des deux diamètres suivant les deux axes x et y avec celui d'un tube droit. Ces profils montrent une amplitude de turbulence décroissante avec l'amplitude de la vitesse longitudinale correspondante au même diamètre. Ces résultats montrent aussi qu'en sortie du coude 90°, l'intensité de la turbulence est en moyenne trois fois plus grande que pour le cas d'un tube droit pour le même débit. Ce niveau de turbulence peut aussi influencer la compression dans le compresseur par son interaction avec la diffusion et par la suite générer une chute du taux de compression. Finalement la Figure III - 24-(a), présente le profil de l'écoulement secondaire mesuré par LDA en sortie du coude. La Figure III - 24-(b), présente en plus des contours de vitesses de l'écoulement principal, le champ vectoriel de l'écoulement secondaire d'après le calcul CFD. Ces deux figures confirment l'existence des deux tourbillons contrarotatifs en sortie de coude 90°.

Ainsi, la présence de cet écoulement secondaire à double tourbillons contrarotatifs en sortie du coude 90° confirme l'inhomogénéité de l'écoulement secondaire et par la suite permet d'expliquer son influence sur l'angle d'incidence à l'entrée de la roue. Ce comportement de l'écoulement peut aussi contribuer à la chute de pression pour les zones à rendement maximum et pour les hauts débits.

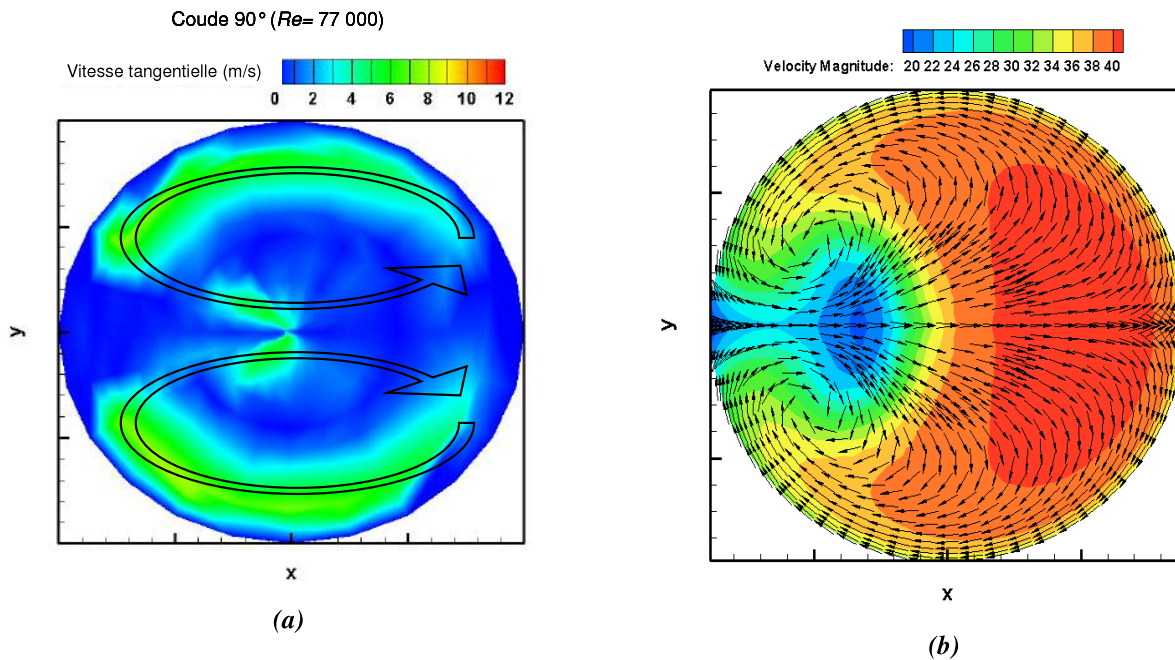


Figure III - 24 : (a) profil de l'écoulement secondaire mesuré par LDA (b) profil de l'écoulement principal avec le champ vectoriel des deux tourbillons contra-rotatifs par calcul CFD

Finalement, les résultats relatifs pour une entrée en coude à 90° (Figure III - 19 et Figure III - 20) peuvent être expliqués par les points suivants :

1. la faible chute du taux de compression dans la partie droite des deux dernières isovitesse peut être expliquée par un écoulement plus turbulent et moins uniforme pour les moyens et grands débits.
2. la chute du rendement isentropique pour les deux dernières isovitesse surtout dans la deuxième moitié de la courbe peut être expliquée par l'augmentation des pertes par frottement dans la roue en plus des pertes par incidence à l'entrée de la roue. Ces pertes peuvent devenir significatives pour les points de fonctionnement à haut débit (à régime constant l'angle d'incidence augmente avec le débit dans la partie droite de l'isovitesse).

III.2.4. Double petit coudes 90° perpendiculaire

La quatrième géométrie étudiée est celle du double coude perpendiculaire. Cette configuration peut être réalisée de deux manières asymétriques. D'après la littérature, l'orientation des deux coudes en 3D change la forme de l'écoulement en entrée de la roue compresseur et par la suite ces deux configurations seront étudiées séparément. La première version testée est présentée dans la Figure III - 25-(a) et sera nommée config 1 (sens positif). La deuxième version de cette configuration est présentée dans la Figure III - 25-(b) et sera nommée config 2 (sens négatif).

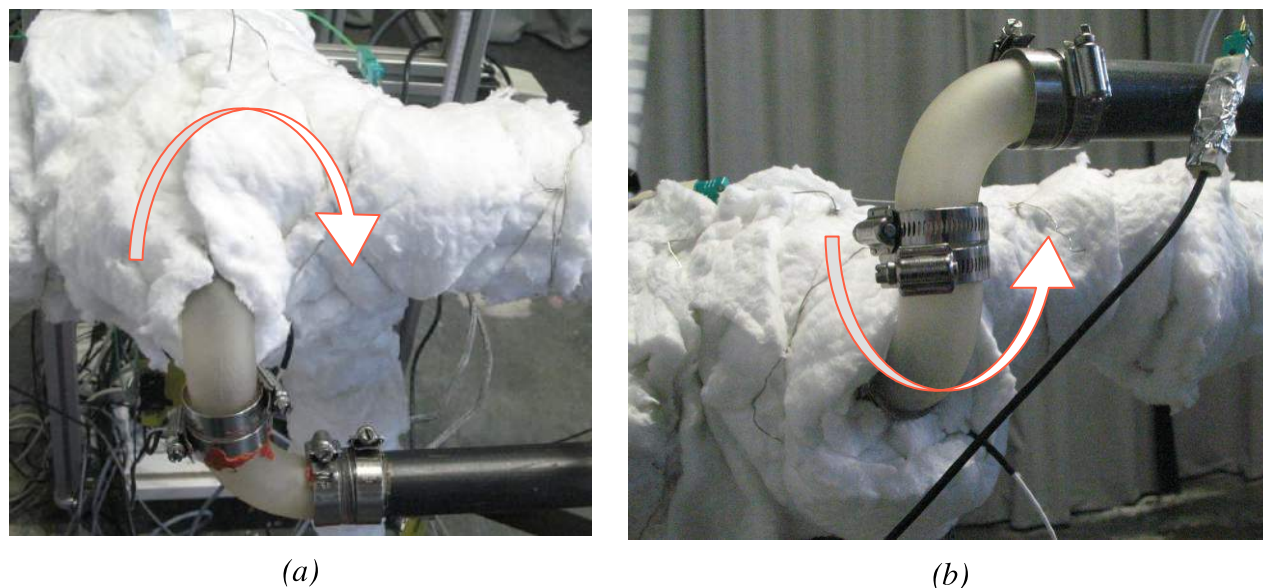


Figure III - 25 : configuration du double petit coude perpendiculaire (a) sens horaire (b) sens anti-horaire

Afin de mieux comprendre l'influence de cette géométrie sur le compresseur, l'étude de son impact sur l'écoulement induit semble nécessaire. Pour cela, une mesure LDA ainsi qu'un calcul CFD ont été réalisés selon les méthodologies présentées précédemment. Par la suite, on se limitera à présenter une comparaison des profils de la vitesse longitudinale pour deux diamètres perpendiculaires avec leurs homologues relatifs au tube droit ainsi qu'un profil de contour de l'écoulement secondaire par mesure LDA, et par calcul CFD sur une section de l'écoulement. Les deux diamètres choisis sont celui au niveau du plan de symétrie et celui à 90° du plan de symétrie du coude (Figure III - 26-a). De même, pour ces deux diamètres une comparaison du profil de l'intensité de turbulence avec celle du tube droit est présentée (Figure III - 26-b). Ces résultats sont relatifs au premier nombre de Reynold, $Re = 77000$, les résultats relatifs au deuxième nombre de Reynold présentent la même tendance et par la suite ne seront pas présentés.

Le profil de l'écoulement secondaire issu de la mesure LDA en sortie du double coude 90° (Figure III - 27-a), ainsi que les lignes de courants représentés dans la (Figure III - 27-b) et issues du calcul CFD, montrent l'existence d'un grand tourbillon qui occupe la plus grande partie de la section ainsi qu'un deuxième de très faible taille et qui est dû à l'interaction du fluide accéléré aux périphéries du grand tourbillon et décéléré à côté de la paroi.

D'ailleurs, le profil de vitesses longitudinales issu de la mesure LDA pour le diamètre x (0°) et présenté en Figure III - 26-(a), est en bonne cohérence avec les contours des vitesses issues de la CFD (Figure III - 27-b). Pour ce profil de contours de la vitesse débitante en sortie du double coude 90° perpendiculaire, on remarque un comportement général proche à celui de l'écoulement en sortie du coude 90° avec une forme de contour en (C) plus développée. Les profils de vitesse axiale sont ainsi déformés à cause de la présence d'un écoulement secondaire dans l'écoulement.

De même, le maximum de l'intensité de turbulence sur l'axe x est en effet dans la zone où ces deux tourbillons sont le plus proches (Figure III - 26-b). Sur l'axe des y l'intensité de turbulence dans la zone du grand tourbillon est supérieure à celle du petit tourbillon. Ainsi d'après les résultats de mesure LDA et de calcul CFD déjà présentés (Figure III - 26 et Figure III - 27), une prérotation à sens unique existe sur la quasi-totalité de la section. Par la suite en fonction de l'orientation des deux coudes de cette géométrie, cette prérotation est de sens positif ou négatif.

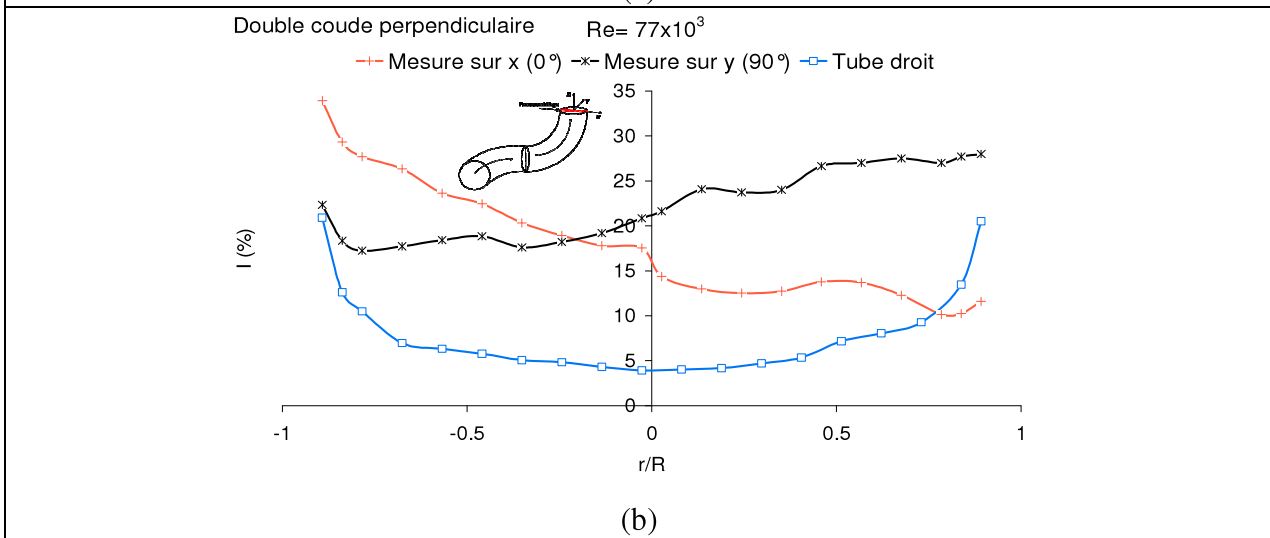
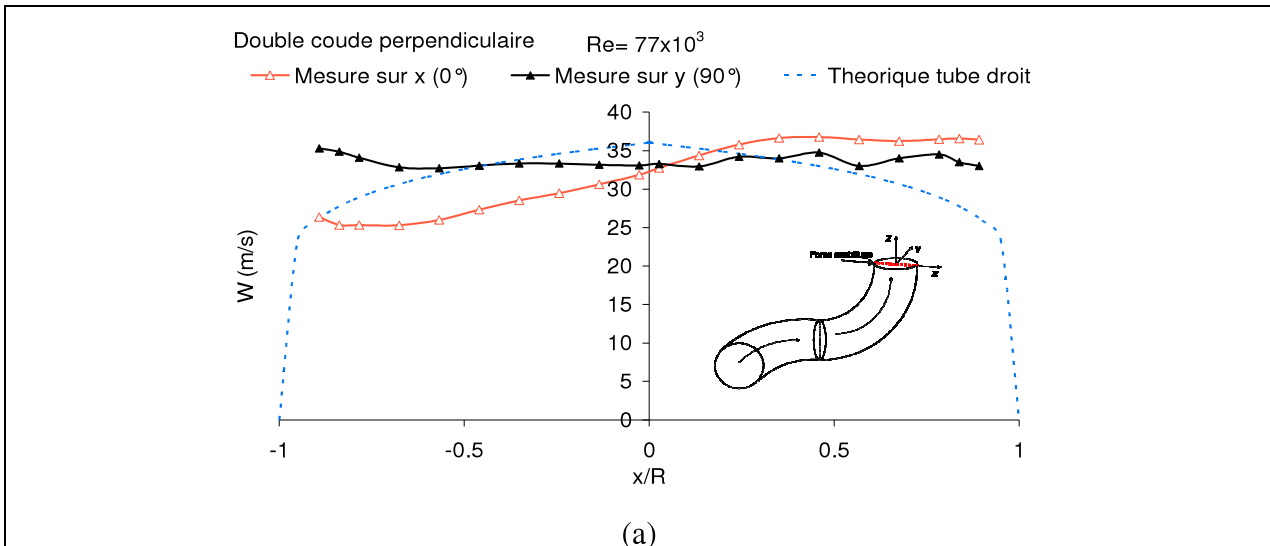


Figure III - 26 : comparaison de l'écoulement en sortie du double coude à 90° perpendiculaire (diamètre x et y) avec celui relatif au tube droit pour un $Re = 77000$, (a): profil de vitesse longitudinale, (b) profil de l'intensité turbulente

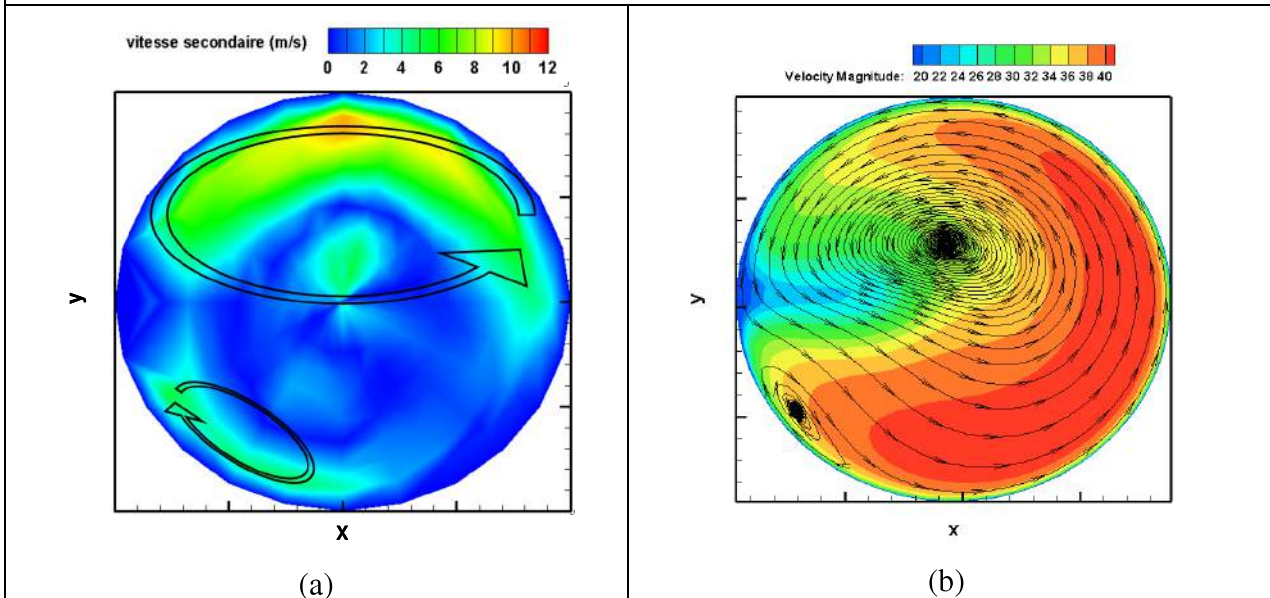


Figure III - 27 : (a) profil de l'écoulement secondaire en sortie du double coude 90° perpendiculaire par mesure LDA, (b) résultat numérique (CFD) présentant les contours de la vitesse débitante et les lignes de courants de l'écoulement secondaire

La Figure III - 28 présente une comparaison entre le champ compresseur pour une entrée en tube droit et un autre ayant une entrée en double coude à 90° perpendiculaire (sens horaire). De même la Figure III - 29 compare les rendements du compresseur pour ces deux géométries et pour les trois isovitesses affichées (120000, 150000 et 180000 tr/min).

Les résultats relatifs à la première configuration pour une entrée en double coude perpendiculaire (sens horaire) peuvent être résumés par les points suivants :

1. pas d'influence de cette géométrie d'entrée sur la limite de pompage.
2. une baisse remarquable du taux de compression pour les points de fonctionnement à haut débit.
3. une légère augmentation du rendement isentropique dans la première partie des isovitesses et spécialement pour les deux dernières (120000 tr/min et 150000 tr/min).
4. une faible baisse du rendement isentropique est remarquée pour les points de fonctionnement à haut débit et en particulier pour les deux dernières isovitesses affichées.

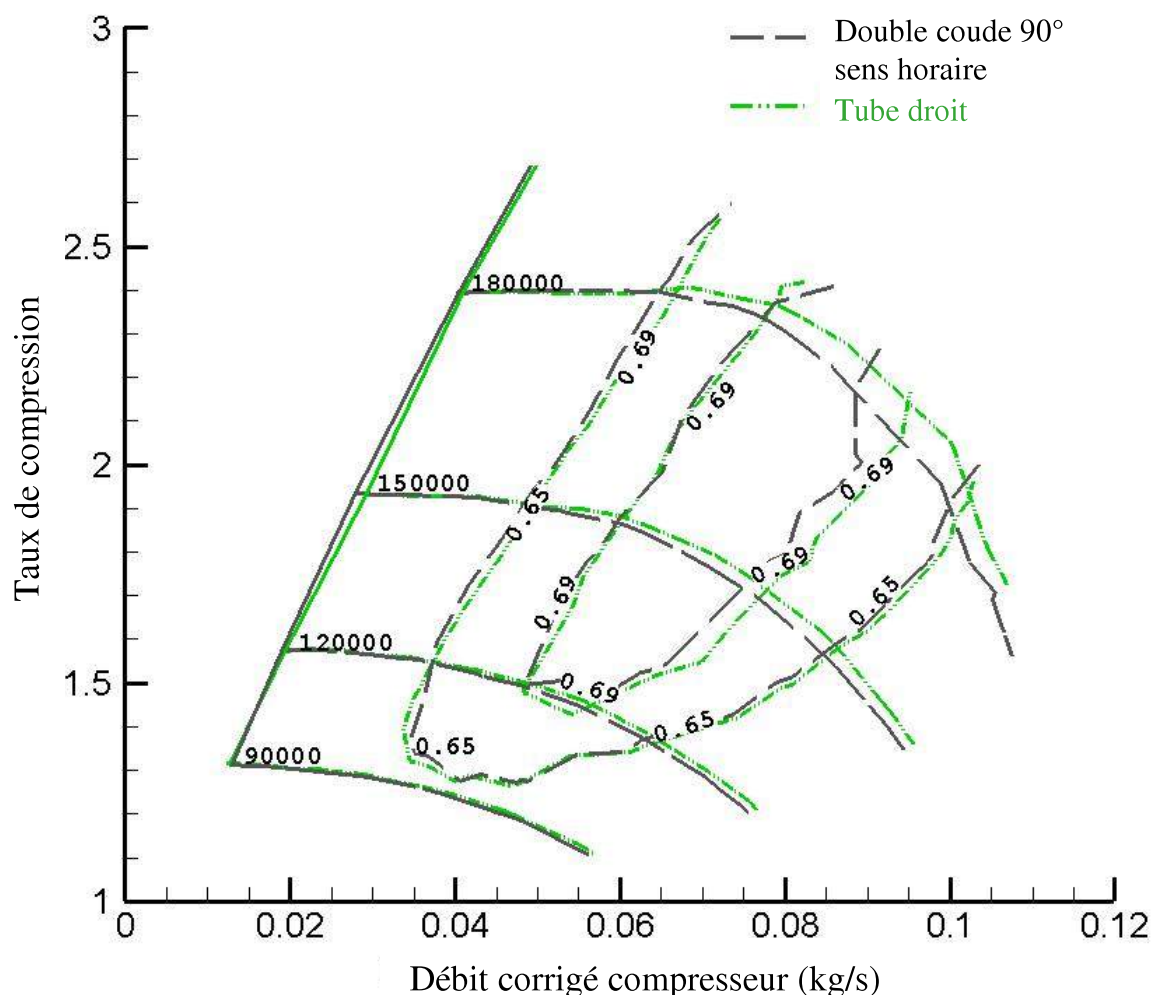


Figure III - 28 : comparaison du champ compresseur mesuré avec le double petit coude perpendiculaire (sens positif) avec celui du tube droit

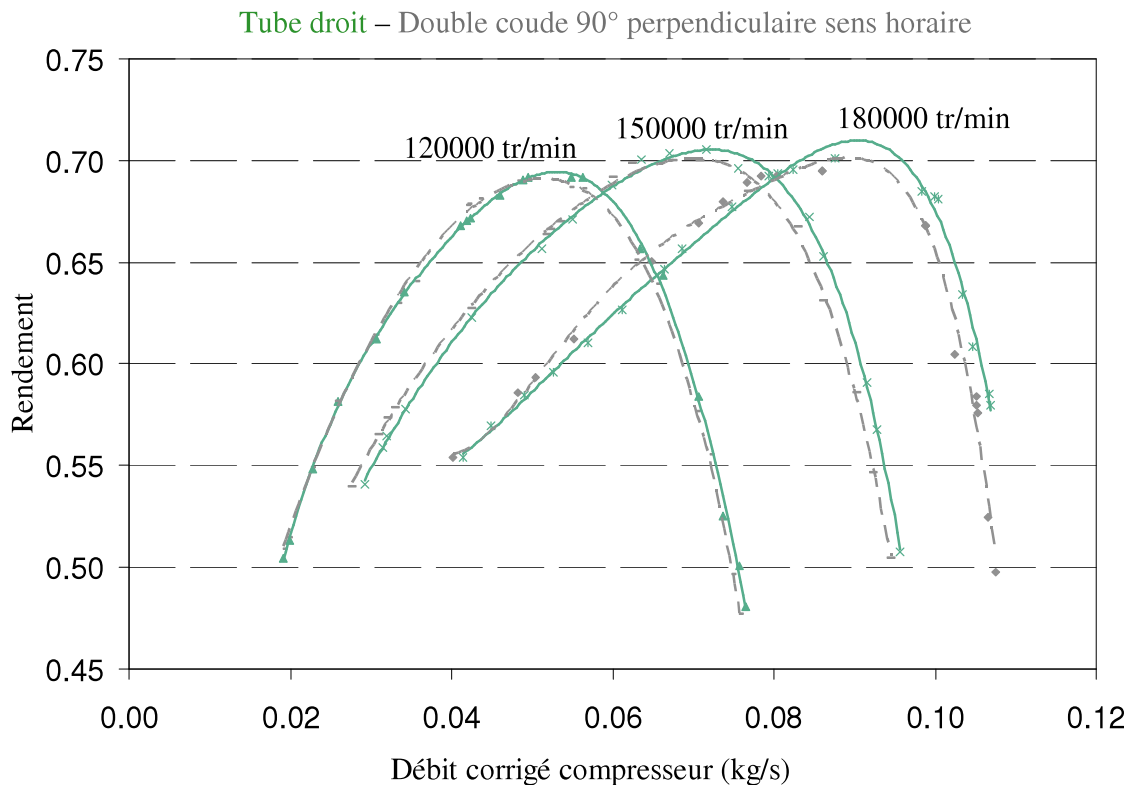


Figure III - 29 : incidence du double coude perpendiculaire sur le rendement du compresseur au niveau des trois isovitesses (120000, 150000 et 180000 tr/min)

Ces résultats peuvent être expliqués par les points suivants :

1. la baisse du taux de compression pour l'entrée en double coude à 90° perpendiculaire (sens horaire) peut être expliquée par une baisse du travail de compression du à l'augmentation de $C_{\theta 1}$ (d'après l'équation d'Euler). Cette baisse a lieu dans la moitié droite du champ compresseur à angle d'incidence positif. D'ailleurs, d'après les études aérodynamiques locales, cette géométrie présente une tendance à créer un écoulement à tourbillon unique non uniforme et de sens positif. Cette hypothèse peut expliquer la détérioration du comportement du compresseur dans la zone d'incidence positive suite à une augmentation de l'angle d'incidence positif.
2. l'augmentation du rendement isentropique dans la première moitié des isovitesses (zone d'incidence négatif) est expliquée de la même façon que pour le point 1. L'éventuelle prérotation positive créée par cette géométrie va corriger l'angle d'incidence dans la moitié gauche du champ par défaut à incidence négative.
3. De la même manière, la chute du rendement isentropique dans la zone à haut débit peut être expliquée par l'augmentation de l'angle d'incidence positif et par la suite des pertes par incidence à l'entrée de la roue. Cette perte du rendement est aussi directement liée à la chute de pression dans la même zone de fonctionnement.

La Figure III - 30 présente une comparaison entre le champ compresseur pour une entrée en tube droit et un autre ayant une entrée en double coude à 90° perpendiculaire (sens négatif). De même, la Figure III - 31 compare les rendements du compresseur pour ces deux géométries et pour les trois isovitesses affichées (120000, 150000 et 180000 tr/min).

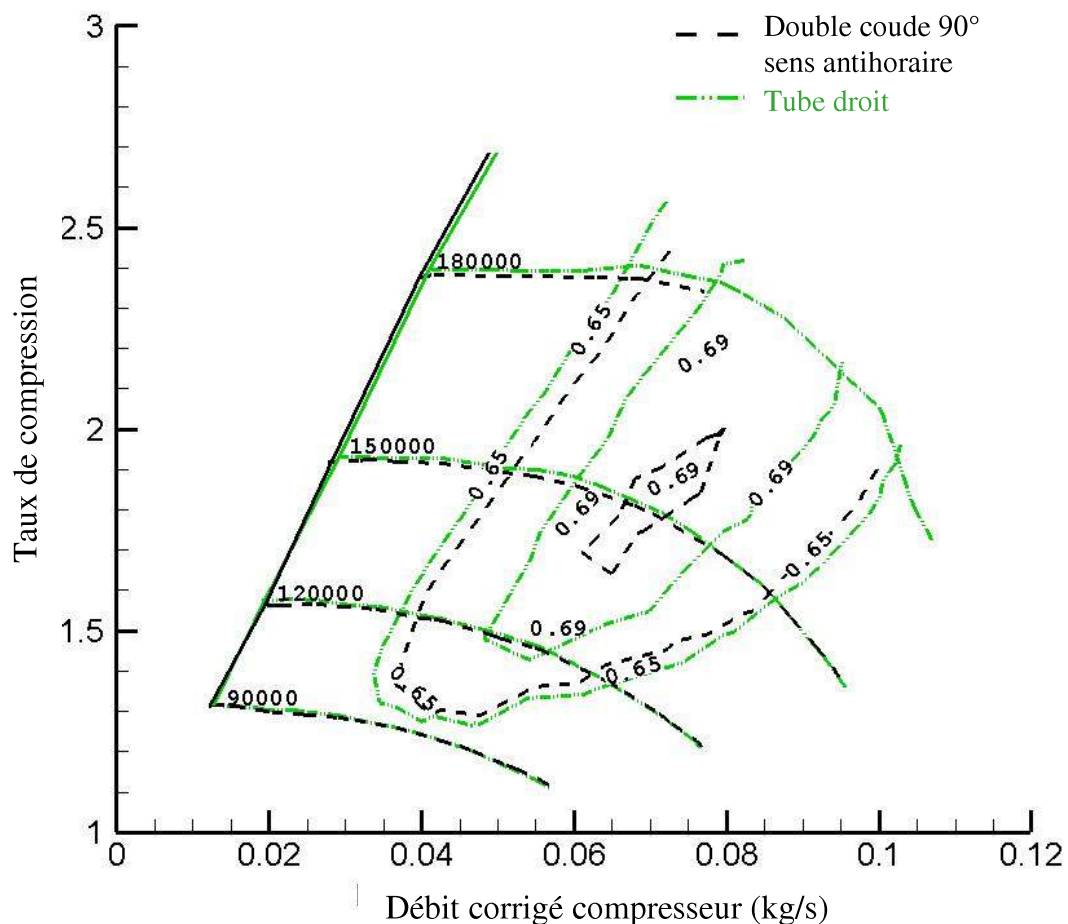


Figure III - 30 : comparaison du champ compresseur mesuré avec le double petit coude perpendiculaire avec celui du tube droit

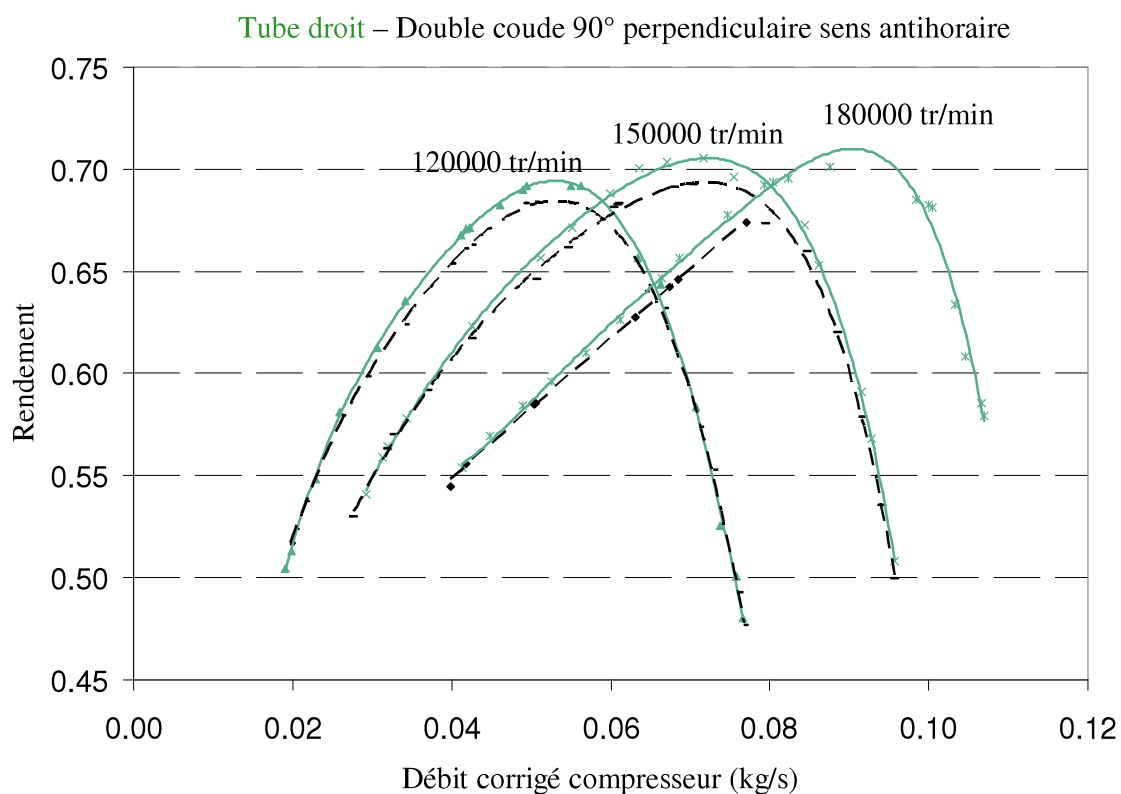


Figure III - 31 : incidence du double coude perpendiculaire sur le rendement du compresseur au niveau des trois isovitesse (120000, 150000 et 180000 tr/min).

Les résultats relatifs à la deuxième configuration pour une entrée en double coude perpendiculaire (sens négatif) peuvent être résumés par les points suivants :

1. pas d'influence de cette géométrie d'entrée sur la limite de pompage.
2. un taux de compression presque identique à celui relatif à l'entrée en tube droit à l'exception d'une très faible chute de pression à faible et moyen débit pour les deux dernières isovitesse affichées.
3. une chute de rendement est remarquée à faibles et moyens débits dans la première moitié des isovitesse et ce pour toutes les courbes d'isovitesse affichées. Cette chute de rendement diminue progressivement pour les hauts débits jusqu'à disparaître à la frontière droite du champ.

Ces résultats, à part la ligne de pompage qui semble ne pas évoluer entre les deux configurations, semblent être l'inverse de ceux trouvés dans le cas de la première configuration (sens positif). Ces résultats peuvent être expliqués par les points suivants :

1. la faible chute du taux de compression dans la région gauche du champ compresseur peut être expliquée par une baisse du travail de compression du à l'augmentation de $C_{\theta 1}$ (d'après l'équation d'Euler). Dans cette configuration et d'après les études aérodynamiques locales (Figure III - 26 et Figure III - 27), la prérotation induite par la géométrie d'entrée est de sens négatif par rapport à la roue. Par la suite cette prérotation a tendance à augmenter l'incidence dans les zones à incidence négative par défaut.
2. la chute du rendement isentropique dans la zone à faible et moyen débit (zone à incidence négative) et pour toutes les isovitesse affichées peut être expliquée par l'augmentation de l'angle d'incidence négatif et par la suite des pertes par incidence à l'entrée de la roue. Cette perte du rendement est aussi directement liée à la chute de pression dans la même zone de fonctionnement.

III.2.5. Double Coude Coplanaire

La dernière géométrie qui sera présentée dans ce rapport de thèse est celle du double coude coplanaire. Cette configuration est réalisée par une série de deux coudes 90° placés dans le même plan (Figure III - 32). Il est à noter que l'étude bibliographique ne présente pas suffisamment d'information sur cette géométrie et son influence sur l'écoulement. Par la suite, l'effet de cette géométrie sur le fonctionnement du compresseur a été étudié.

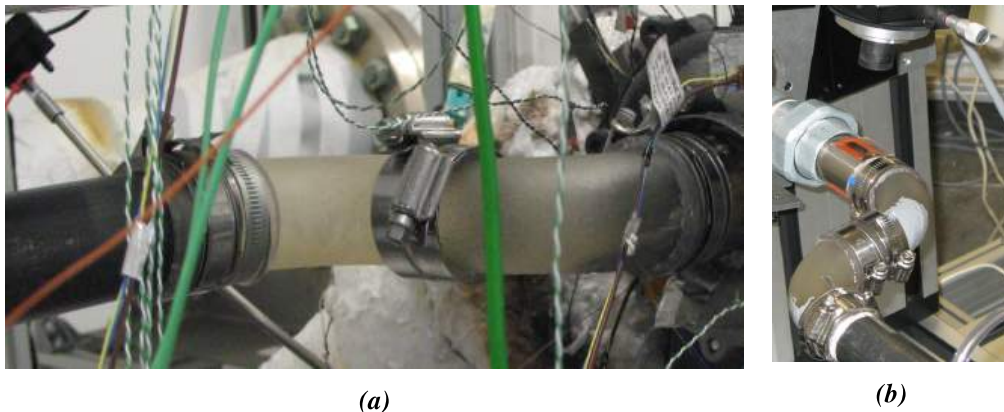


Figure III - 32 : (a) configuration du double petit coude coplanaire, (b) mesure LDA en aval du double coude coplanaire

Afin de mieux comprendre l'influence de cette géométrie sur le compresseur, l'étude de son impact sur l'écoulement induit semble être indispensable. Pour cela, comme pour les autres géométries déjà présentées, une mesure LDA ainsi qu'un calcul CFD ont été réalisés.

la Figure III - 33-(a), présente le profil de l'écoulement secondaire mesuré par LDA en sortie du coude ainsi que la Figure III - 33-(b), présente en plus des contours de vitesses de l'écoulement principal, le champ vectoriel de l'écoulement secondaire d'après le calcul CFD. Ces résultats montrent l'existence des quatre cellules tourbillonnaires en sortie du coude 90° . En effet, les cellules de Dean sont plus grandes que celles observées dans le coude simple et deux autres cellules contrarotatives générées sont dues à l'instabilité de Dean et s'appellent tourbillons de Dean (Duchene et al [199] ; Mokrani et al [201]). Ces tourbillons ont pour origine l'interaction entre le fluide accéléré aux périphéries des cellules de Dean et le fluide décéléré à côté de la paroi.

Par la suite, on se limitera à présenter une comparaison des profils de la vitesse longitudinale pour deux diamètres perpendiculaires avec leurs homologues relatifs au tube droit suivant deux échelles de vitesses (Figure III - 34-(a et b)). La deuxième figure est un zoom sur ces profils afin de pouvoir identifier les différences par rapport au cas du tube droit. Les deux diamètres choisis sont celui au niveau du plan de symétrie sur l'axe x et celui à 90° du plan de symétrie du double coude sur l'axe y. De même, pour ces deux diamètres une comparaison du profil de l'intensité de turbulence avec celle du tube droit est présentée (Figure III - 34-c). Ces résultats sont relatifs au premier nombre de Reynolds, $Re = 77000$, les résultats relatifs au deuxième nombre de Reynolds présentent la même tendance qualitative et par la suite ne seront pas présentés.

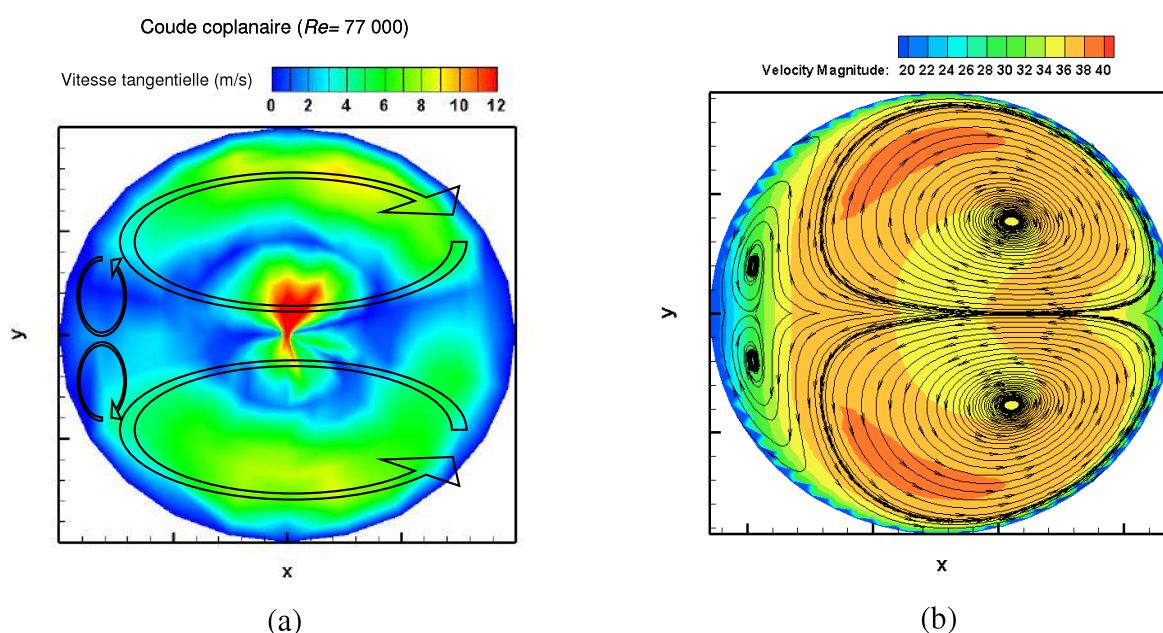
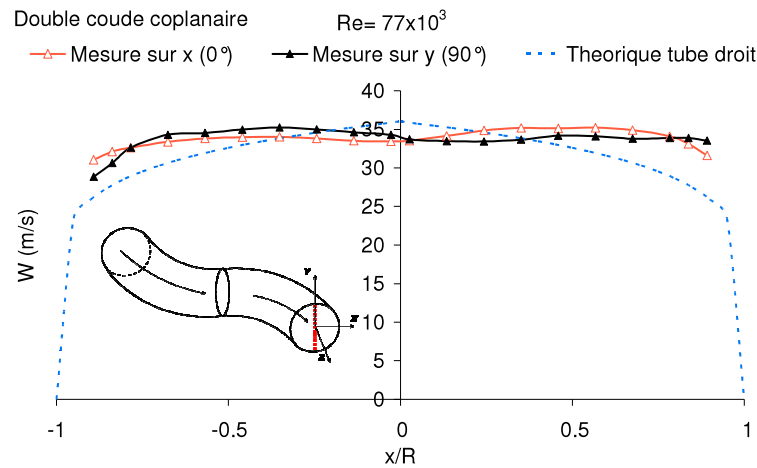
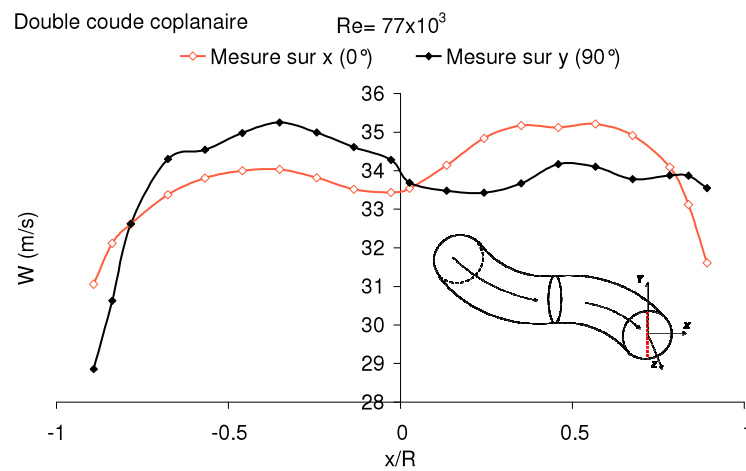


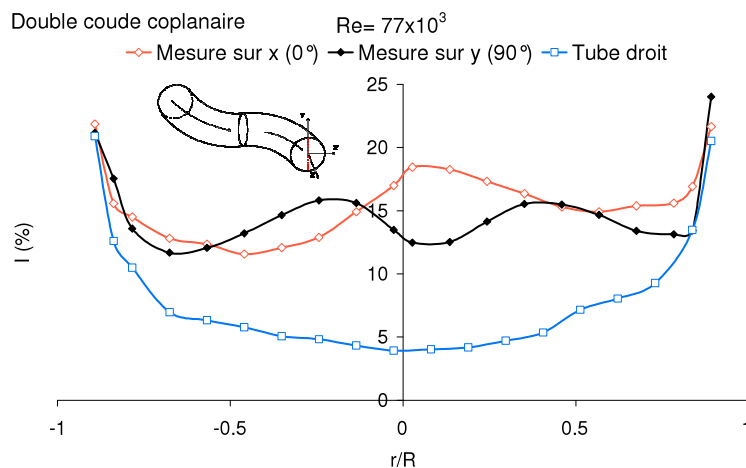
Figure III - 33 : (a) profil de l'écoulement secondaire en sortie du double coude 90° perpendiculaire par mesure LDA, (b) résultat numérique (CFD) présentant les contours de la vitesse débitante et les lignes de courants de l'écoulement secondaire



(a)



(b)



(c)

Figure III - 34 : comparaison de l'écoulement en sortie du double coude à 90° coplanaire (diamètre x et y) avec celui relatif au tube droit pour un $Re = 77000$, (a), (b): profil de vitesse longitudinale, (c) profil de l'intensité turbulente

En faisant le couplage entre les profils de l'écoulement secondaire de la Figure III - 33 et les profils de la vitesse axiale et de l'intensité de turbulence de la Figure III - 34, on remarque que dans la région des tourbillons de Dean la vitesse axiale est plus petite que dans la région des grands

tourbillons. L'intensité de turbulence est quasiment inverse à la variation de la vitesse secondaire et représente une symétrie sur l'axe des x. En effet, l'intensité de turbulence représente un maximum dans la couche de cisaillement sur l'axe x où les cellules de Dean se collent. Sur l'axe des y les profils de la vitesse axiale et de l'intensité de turbulence représente une symétrie en x.

Ainsi, la présence de cet écoulement secondaire à quatre cellules tourbillonnaires contrarotatives par paire, en sortie du coude 90°, présente une importante inhomogénéité de l'écoulement secondaire. Ce dernier influence l'angle d'incidence à l'entrée de la roue d'une manière désordonnée et par la suite il contribue à l'augmentation des pertes par incidences et dans la roue. Par conséquent, ce comportement de l'écoulement contribue à la chute de pression et du rendement surtout pour les hauts débits.

La Figure III - 35 présente une comparaison entre le champ compresseur pour une entrée en tube droit et un autre ayant une entrée en double coude à 90° perpendiculaire (sens positif). De même la Figure III - 36 compare les rendements du compresseur pour ces deux géométries et pour les trois isovitesse affichées (120000, 150000 et 180000 tr/min).

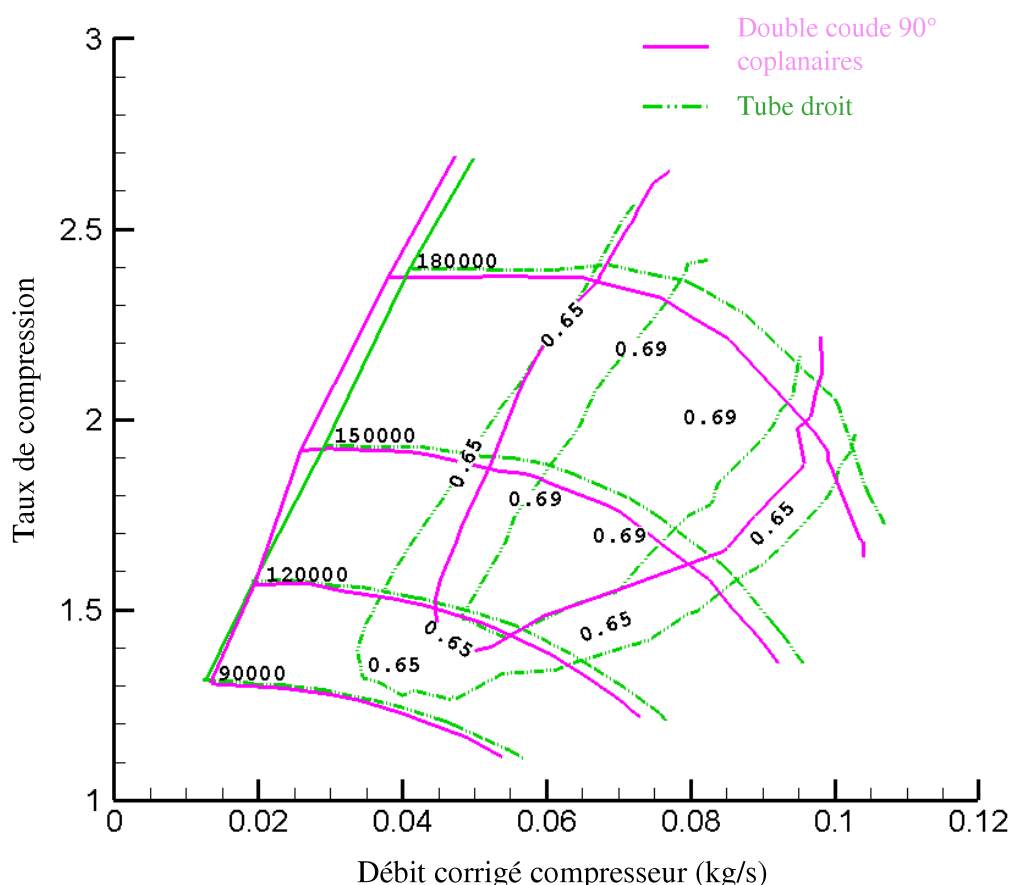


Figure III - 35 : comparaison du champ compresseur mesuré avec le double petit coude coplanaire avec celui du tube droit

Les résultats relatifs à l'utilisation d'un double coude 90° coplanaire à l'entrée du compresseur (Figure III - 35 et Figure III - 36) peuvent être résumés par les points suivants :

1. un gain au niveau de la ligne de pompage pour la zone à un taux de compression supérieur à 2, cette marge de gain semble rester constante pour toute la zone concernée.
2. une baisse du taux de compression significative et présente dès les faibles régimes. Cette chute de compression s'accroît significativement pour les hauts régimes et à fort débit.

- une importante chute du rendement du compresseur sur la majorité de la plage de fonctionnement et surtout pour les forts débits.

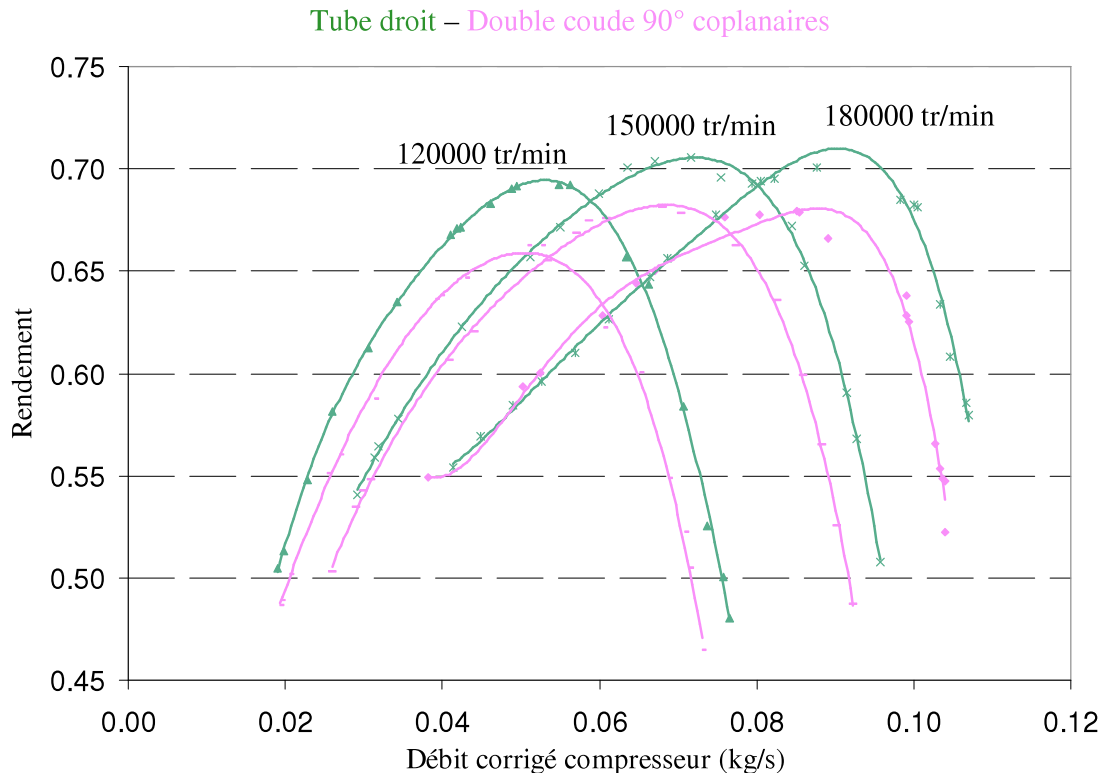


Figure III - 36 : incidence du double coude perpendiculaire sur le rendement du compresseur au niveau des trois isovitesse (120000, 150000 et 180000 tr/min)

Ces résultats peuvent être expliqués par les points suivants :

- la chute du taux de compression surtout à haut débit et pour les forts régimes peut être due à un écoulement très turbulent et moins uniforme pour les moyens et grands débits.
- la chute du rendement isentropique pour la majorité des points de fonctionnement, peut être expliquée par l'augmentation des pertes par frottement dans la roue en plus des pertes par incidence à l'entrée de la roue. Ainsi, cette chute du rendement est liée à la chute du taux de compression.

III.2.6. Conclusion

Dans cette partie de l'étude, on a présenté l'impact de différentes géométries sur les caractéristiques du compresseur. Les résultats ont montré des influences variées sur le champ compresseur en fonction de chaque géométrie. Une première analyse a été réalisée afin d'expliquer et de comprendre le comportement du compresseur. Ainsi les résultats numériques et de mesures LDA du profil d'écoulement ont été utilisés comme support afin de compléter et de confirmer l'analyse de l'interaction écoulement / compresseur.

Quelques résultats concernant l'analyse statistique de la turbulence sont présentés en Annexe D, ces résultats sont le fruit des mesures LDA et par la suite semblent être intéressants pour les calculs numériques.

III.3. Etude de l'écoulement à l'entrée du compresseur

Afin d'étudier l'influence du compresseur sur l'écoulement en entrée de la roue (à 1.5 D par limitation de la technique de mesure) deux études ont été menées.

La première investigation consiste à mesurer à l'entrée du compresseur les mêmes caractéristiques de l'écoulement déjà présentées dans le paragraphe précédent de ce chapitre. Ces caractéristiques sont essentiellement mesurées pour les deux géométries complètement symétriques :

- Tube droit
- Bulbe

Ces résultats réalisés en entrée compresseur seront comparés avec ceux mesurés au banc de pertes de charge sans présence de turbocompresseur en aval.

La deuxième investigation consiste à mener une étude fréquentielle tout en calculant les spectres d'énergie des différentes configurations. Cette étude pourra divulguer l'apparition de certaines fréquences non identifiées par la première méthodologie de mesure.

III.3.1. Mesure de l'écoulement à l'entrée du compresseur

III.3.1.1. Tube droit

La Figure III - 37(a) présente une comparaison entre les profils de vitesses longitudinales mesurés à 1.5D de l'entrée de la roue compresseur avec les profils théoriques de l'écoulement dans un tube droit. Ces comparaisons sont réalisées pour les deux nombres de Reynolds choisis.

Ces résultats montrent une bonne cohérence entre les profils comparés. D'autre part, la deuxième composante de la mesure ne présente aucun signe de vitesse secondaire à cet endroit de l'écoulement. Par la suite, on conclut que la présence du compresseur à 1.5 D en aval de la section de mesure ne génère pas d'influence visible sur le profil de vitesse débitante et tangentielle.

Par ailleurs, la comparaison des profils d'intensité de turbulence (Figure III - 37(b)) présente un grand écart. L'intensité de turbulence mesurée en présence du compresseur semble être trois fois plus grande que celle mesurée pour la même conduite en l'absence du compresseur. Cette même tendance est présente au niveau du profil de l'énergie cinétique Figure III - 37(c). Ceci peut être dû à la génération de structures tourbillonnaires plus énergétiques par le compresseur qui sont essentiellement générées par les couches de cisaillement des aubes de compresseur et ayant des vitesses fluctuantes très élevées par rapport au cas sans compresseur. En effet, ces phénomènes ont des effets quantitatifs sur les grandeurs turbulentes sans aucun effet qualitatif sur la variation de ces grandeurs.

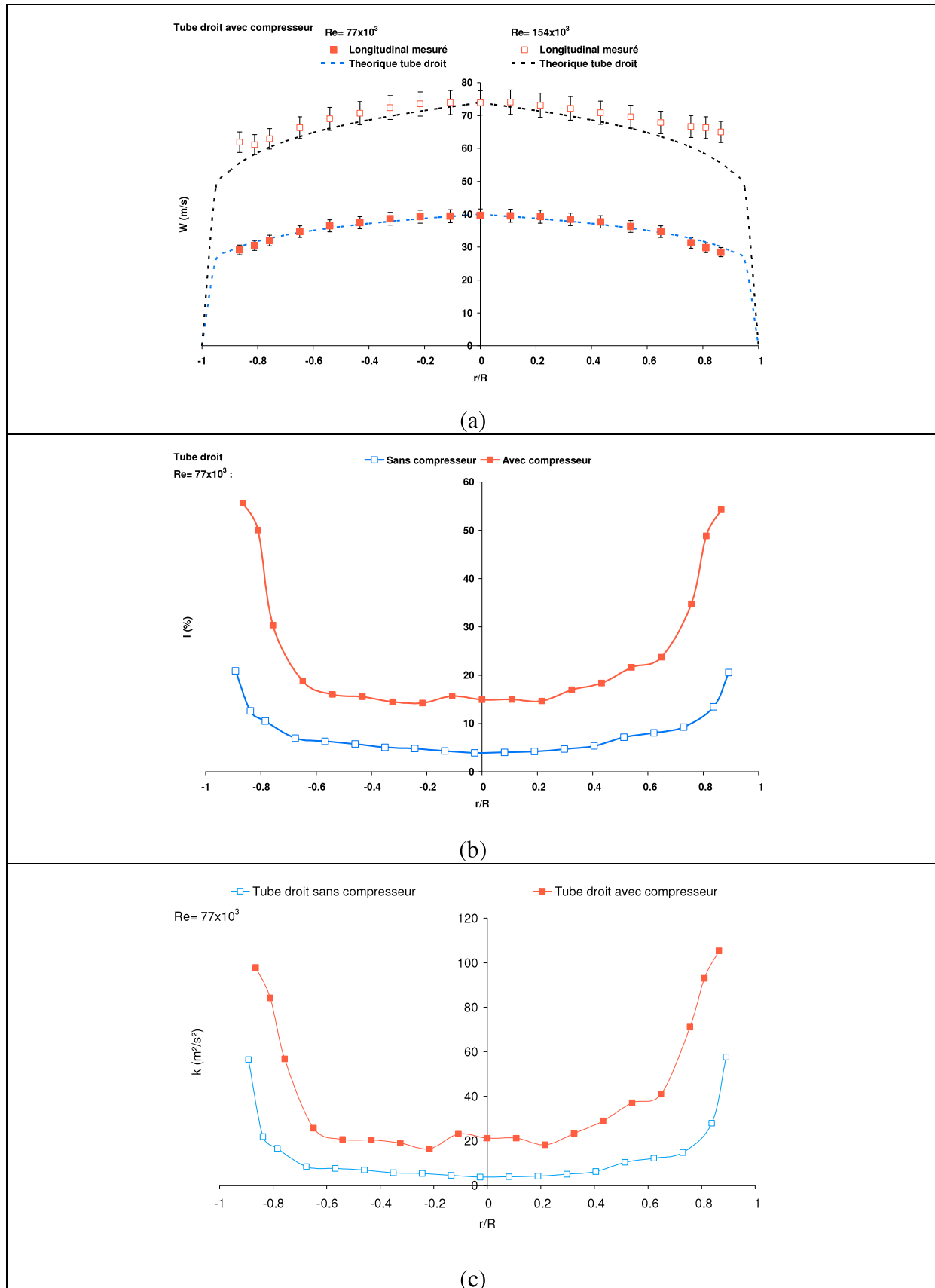


Figure III - 37 : comparaison de l'écoulement dans un tube droit avec et sans présence du compresseur en aval pour un $Re = 77000$, (a) profil de vitesses longitudinales, (b) profil de l'intensité turbulente, (c) profil de l'énergie cinétique turbulente

Néanmoins, d'autres caractéristiques du circuit amont à la zone mesurée ont été modifiées. Il apparait finalement difficile de justifier avec certitude les différences observées.

III.3.1.2. Bulbe

La Figure III - 38(a) présente une comparaison entre les profils de vitesses longitudinales mesurés à 1.5D de l'entrée de la roue compresseur avec les profils théoriques de l'écoulement en sortie du bulbe. Ces comparaisons sont réalisées pour les deux nombres de Reynolds choisis.

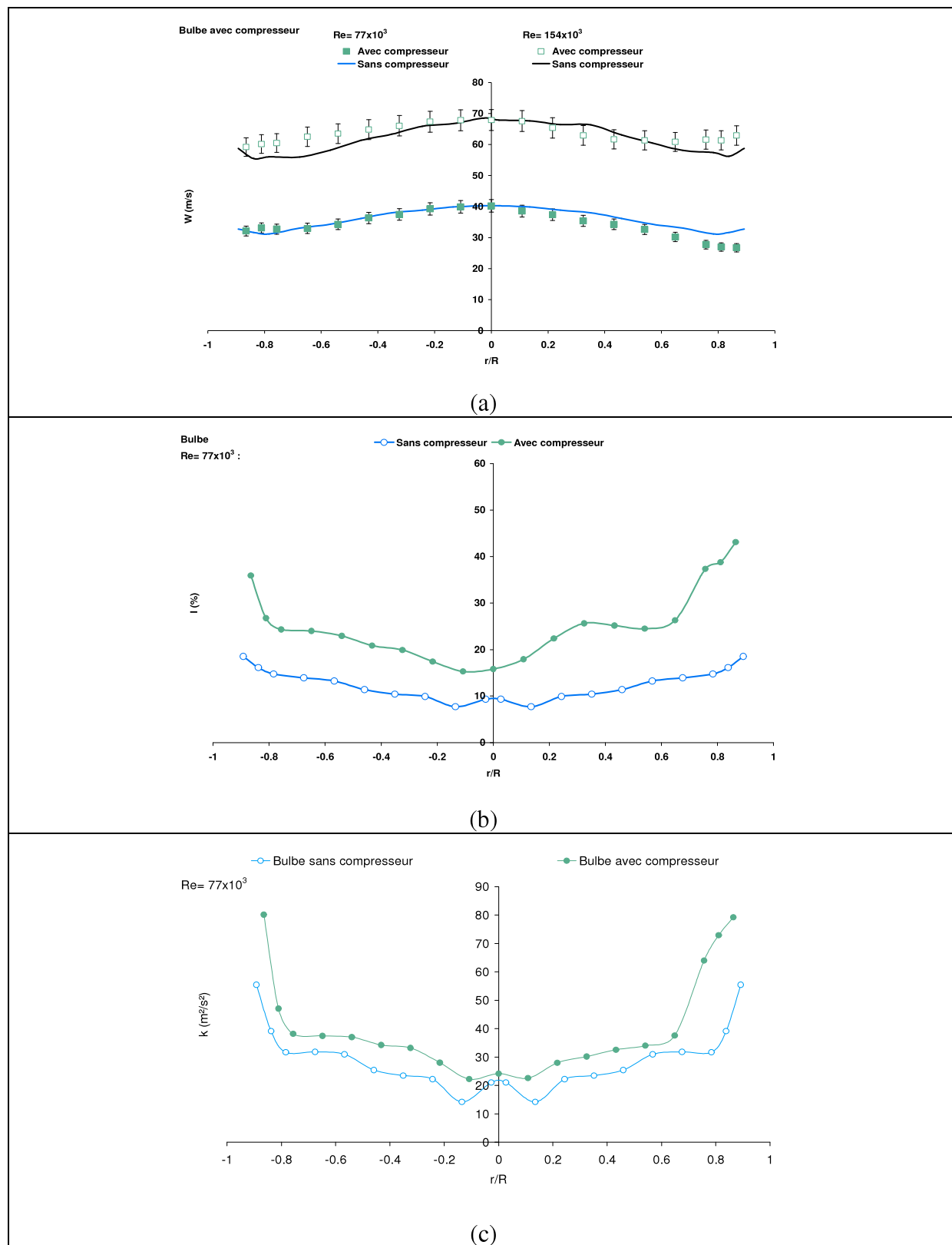


Figure III - 38 : comparaison de l'écoulement en sortie d'un bulbe avec et sans présence du compresseur en aval pour un $Re = 77000$, (a) profil de vitesses longitudinales, (b) profil de l'intensité turbulente, (c) profil de l'énergie cinétique turbulente.

Ces résultats présentés sur la Figure III - 38 (a) montrent une bonne cohérence entre les profils de vitesse avec et sans compresseur. D'autre part la deuxième composante de mesure ne présente aucun signe de vitesse secondaire à cet endroit de l'écoulement. Par la suite, on conclut que la présence du compresseur à 1.5 D en aval de la section de mesure ne génère pas d'influence visible sur le profil de vitesse débitante et tangentielle.

La Figure III - 38(b) présente une comparaison entre les deux profils de l'intensité de turbulence, avec et sans compresseur. Comme pour le cas du tube droit présenté auparavant, d'autres caractéristiques du circuit amont à la zone mesurée ont été modifiées (présence d'un filtre à air notamment). Il apparaît finalement difficile de justifier avec certitude les différences observées.

III.3.2. Etude fréquentielle

Après avoir comparé les profils de l'écoulement avec et sans turbocompresseur il a été décidé de compléter la recherche par une étude des spectres d'énergie de la turbulence à l'entrée du compresseur. Ces spectres d'énergie sont obtenus d'après les mesures LDA avec une entrée en tube droit. Ainsi pour les différents points de mesure dans la section de l'écoulement (déjà présentés) et les différents points de fonctionnement du compresseur les spectres d'énergie ont été présentés. Le but de cette partie est de vérifier l'existence ou non de fréquences particulières sur le spectre de l'énergie pour les mesures à l'entrée du compresseur.

Bien que l'allure du spectre soit légèrement bruitée pour quelques points de mesure, la forme générale semble être indépendante des différents points de mesure. Par la suite, on se limite à présenter deux spectres d'énergie mesurés au centre du tube et proche de la paroi. (voir Figure III - 39). Cette figure montre que les deux spectres d'énergie mesurés au centre de l'écoulement et proches de la paroi ne présentent aucun pic de fréquence particulière. De même, l'allure de ces spectres semble suivre la loi classique de $-5/3$. Ces résultats expliquent ainsi que la présence de la roue du compresseur ne semble pas influencer les tendances classiques des spectres d'énergie à l'endroit des mesures (absence de pic d'énergie pour des fréquences précises). Un point important à signaler est que pour la plage de fonctionnement du compresseur la fréquence de passage d'aube varie en moyenne entre 10 kHz et 40 kHz. Cette fréquence assez élevée affleure le seuil de détection en mesure LDA et par la suite est située du côté de la zone de coupure du spectre. De plus, la distance entre le plan de mesure et la roue peut être responsable de l'atténuation et la non détection des pics dans les spectres d'énergie turbulente. Ceci est présenté dans les résultats d'Axelsson et George (voir Figure III - 40) [206] où ils présentent les mesures de spectres d'énergie en sortie d'une roue turbine (bas régime) et pour différentes sections en aval de la turbine. D'après ces résultats, les spectres mesurés dans les premiers plans (très proches de la roue) présentent les fréquences de passage des aubes ce qui n'est plus vrai pour les spectres mesurés à des distances plus éloignées.

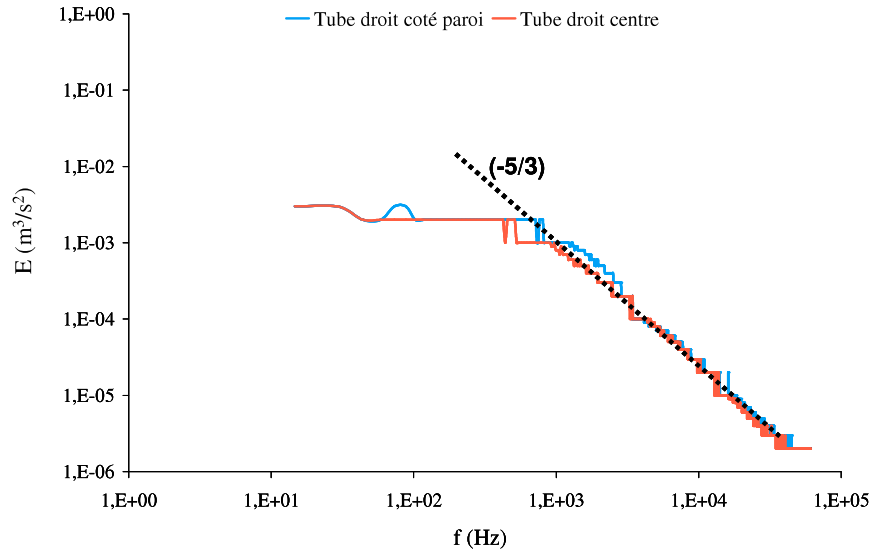


Figure III - 39 : spectre d'énergie au centre et sur les bords d'un écoulement d'un tube droit

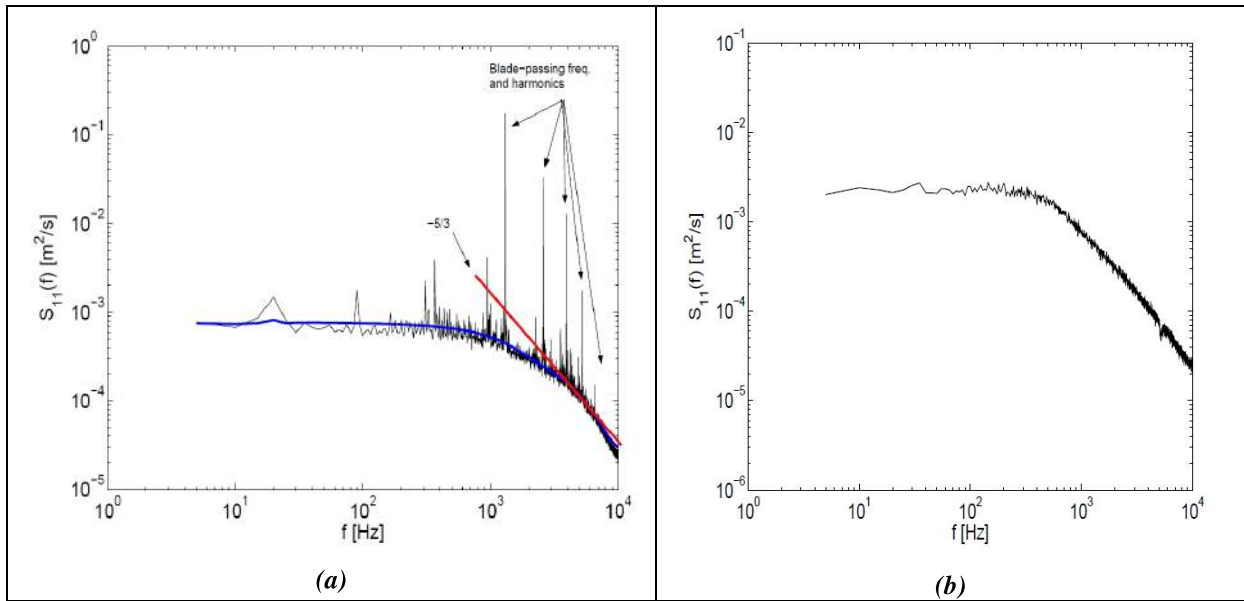


Figure III - 40 : spectre d'énergie en sortie de la roue d'une turbine axiale à faible régime (a) dans le premier plan de mesure très proche de la roue turbine, (b) dernier plan de mesure plus loin de la roue turbine [206]

Une deuxième possibilité pour présenter les résultats de l'analyse spectrale consiste à représenter l'évolution des spectres prémultipliés $f.E(f)$ en fonction de la fréquence f . Afin d'aboutir au calcul de l'énergie cinétique turbulence (TKE), cette valeur est souvent corrigée par la vitesse de convection U_{conv} . L'énergie cinétique turbulence (TKE) étant calculée par la formule suivante :

$$TKE = \frac{2\pi}{U_{conv}} \int_0^{\infty} E(f) df = \frac{2\pi}{U_{conv}} \int_0^{\infty} f E(f) d(\ln(f)) \quad (89)$$

Les spectres prémultipliés décrivent souvent l'évolution de $f.E(f)/U_{conv}$ en fonction de la fréquence f en échelle semi-logarithmique. L'avantage de cette représentation est que la surface sous les courbes représente la quantité de l'énergie cinétique turbulence dans la position de mesure suivant l'équation 89.

La Figure III - 41 présente des spectres prémultipliés $f.E(f)$ en fonction de la fréquence f pour deux points de mesure, au centre du tuyau et proches de la paroi. En effet, il est bien vérifié ici que l'énergie cinétique turbulence proche de la paroi est plus grande que celle au centre de l'écoulement comme il était observé dans les paragraphes précédents.

D'ailleurs les résultats de la Figure III - 41 sont d'une allure semblable aux résultats relatifs aux spectres prémultipliés de Kim et Adrian (Figure III - 42) [193]. Dans leurs études, Kim et Adrian présentent les spectres prémultipliés pour différents points de mesure le long du rayon de la section de l'écoulement. En comparant avec les résultats de (Kim et Adrian, [193]), les spectres prémultipliés de la Figure III - 41 peuvent aussi être décrits par une allure bimodale.

On observe que la limite de la zone inertielle à une fréquence proche de 1000 Hz, c.à.d. le début de la zone à pente $-5/3$, correspond à un maximum de l'énergie cinétique turbulente dans le spectre prémultiplié. Un autre maximum est observé pour des fréquences plus petites que Kim et Adrian [193] les ont attribuées à de très larges structures turbulentes qui apparaissent en forme de paquets de structure à fer à cheval (Hairpins).

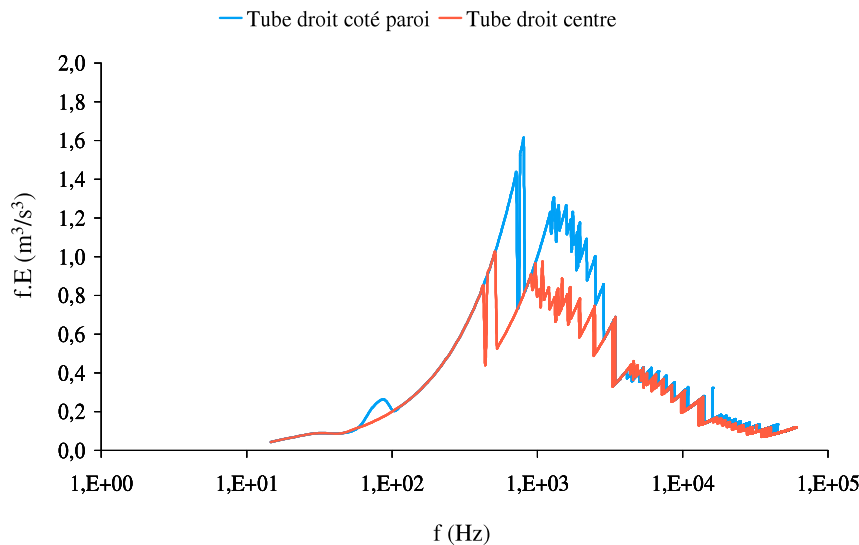


Figure III - 41 : spectres prémultipliés $f.E(f)$ au centre et sur les bords d'un écoulement d'un tube droit

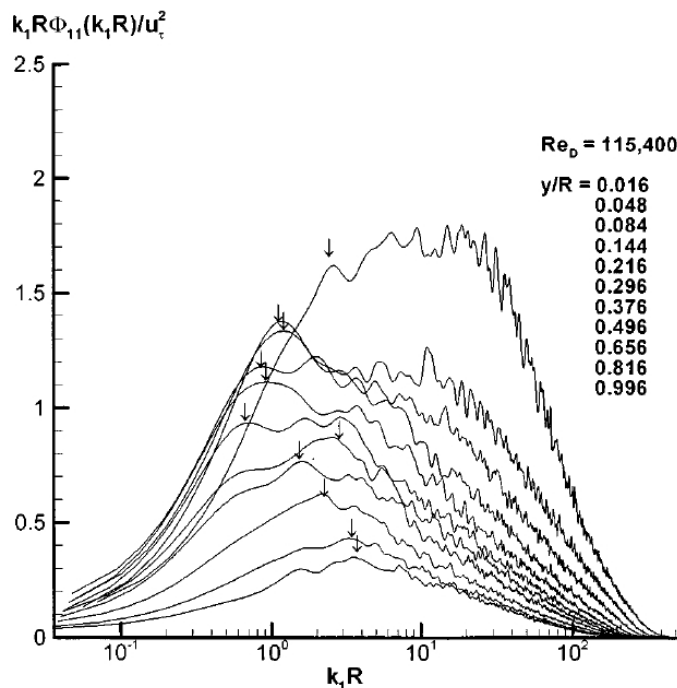


Figure III - 42 : spectres prémultipliés pour différentes positions le long du rayon de la section de l'écoulement [193]

III.4. Conclusion

Dans ce chapitre une étude aérodynamique pour l'entrée du compresseur a été présentée. Cette étude comporte les résultats de l'impact de différentes géométries d'entrée sur le comportement du compresseur. Ainsi une analyse de l'interaction profil d'écoulement et entrée roue a été développée en se basant sur les résultats des mesures LDA en sortie des différentes géométries. De même, des mesures LDA ont été réalisées à l'entrée du compresseur et comparées aux mesures sans présence de compresseur en aval. Ces résultats ne montrent pas une influence du compresseur sur la section de mesure en aval. De même, une analyse fréquentielle a été présentée et le spectre de turbulence fait apparaître une pente de $-5/3$ sans présence de pics de fréquence particuliers. Par la suite, on présente la partie liée à l'étude thermique de cette thèse.

Chapitre IV: Analyse des transferts thermiques

Ce chapitre présente l'étude de l'influence des transferts thermiques sur le fonctionnement de la turbine et du compresseur.

Dans une première partie, les résultats de mesure des transferts thermiques par une caractérisation globale sont présentés. Il s'agit ici de calculer les principaux flux thermiques internes au turbocompresseur à partir de mesures de champs compresseur et turbine.

Puis, l'étude locale des flux thermiques est détaillée. Celle-ci est entreprise afin de détailler les zones de transferts et ainsi mieux comprendre les résultats obtenus dans l'étude globale.

Finalement, une étude expérimentale du couplage des effets aérodynamiques et thermiques est proposée.

IV.1. Protocole des mesures thermiques d'un turbocompresseur

Dans cette première partie, nous présentons en détails les conditions et les protocoles des essais réalisés. Ces essais sont ciblés sur deux types de mesures : des mesures globales (détaillées en IV.1.1) et des mesures locales (section IV.1.2).

IV.1.1. Mesures globales des transferts thermiques

La méthodologie de travail consiste à mesurer les caractéristiques du compresseur et de la turbine pour différentes températures d'entrée turbine. La plage de température balayée durant nos tests s'étale de la température ambiante jusqu'à 600°C. Afin de tester uniquement les effets des transferts thermiques sur les caractéristiques de la turbine et du compresseur, une connexion en tube droit a été utilisée à l'entrée du compresseur et de la turbine. Quatre niveaux de température en entrée turbine ont été retenus afin d'étudier l'impact de ce paramètre sur les transferts.

Le premier niveau thermique est conditionné par une équation [équation 90] afin de faire fonctionner le turbocompresseur avec une température moyenne du côté de la turbine égale à celle du côté du compresseur (à 1°C près) ainsi que pour l'huile de lubrification. Ce premier mode de fonctionnement sera nommé par la suite « adiabatique » et les transferts thermiques seront considérés comme négligeables. Cette configuration de mesure servira à mesurer les rendements adiabatiques du compresseur et de la turbine. Ces rendements adiabatiques seront utilisés par la suite dans la quantification et la modélisation des transferts thermiques entre la turbine et le compresseur. Le deuxième niveau thermique est celui réalisé avec une température d'entrée turbine fixée à 100°C et sera nommé par la suite « test froid (quasi-adiabatique) ». Cette condition de fonctionnement génère des niveaux de température moyenne très proches pour le compresseur et la turbine, et par suite, un état de fonctionnement très proche de l'adiabatique. Le troisième niveau thermique est celui réalisé avec une température d'entrée turbine fixée à 300°C et sera nommé par la suite « test moyennement chaud ». Le dernier niveau thermique est celui réalisé avec une température d'entrée turbine fixée à 500°C et sera nommé par la suite « test très chaud ».

Avec ces quatre niveaux thermiques, on réalise ensuite une série de mesure de champs compresseur et turbine (les champs constructeurs sont donnés en général pour une seule condition thermique). Pour cela, on a choisi de mesurer un champ compresseur et un champ turbine pour différentes ouvertures de la géométrie variable (GV = 0%, 20%, 40%, 60%, 80%, 100%). Ces six configurations seront mesurées pour les quatre conditions thermiques. La Figure IV- 1 montre deux positions d'ouverture du diffuseur turbine à géométrie variable.

$$\frac{Te_{turb} + Ts_{turb}}{2} = \frac{Te_{comp} + Ts_{comp}}{2} = \frac{Te_{huile} + Ts_{huile}}{2} \quad (90)$$



Figure IV- 1 : différentes positions d'ouverture des vannes du distributeur

La première condition thermique choisie est la condition de fonctionnement en « adiabatique ». Afin de pouvoir tester la turbine et le compresseur en condition adiabatique, deux conditions doivent être respectées :

1. annuler tous les transferts thermiques entre le turbocompresseur et son entourage extérieur.
2. annuler les transferts thermiques internes entre la turbine, le compresseur, le corps central et le circuit de lubrification.

La première condition est réalisée en recouvrant le turbocompresseur avec un isolant thermique qui résiste aux hautes températures (Figure IV- 2). La laine de roche a été utilisée pour partie avec d'autres isolants organiques.

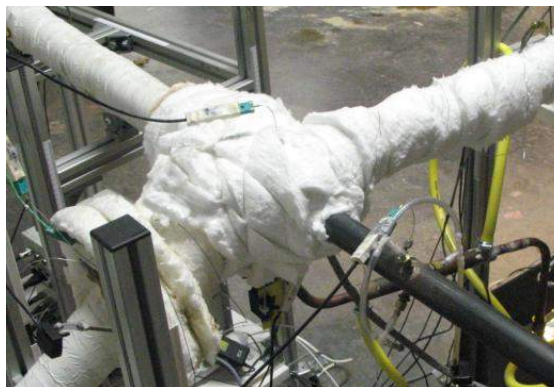


Figure IV- 2 : isolation extérieure du turbocompresseur

Afin de vérifier la seconde condition (minimisée les transferts thermiques internes, entre la turbine et le compresseur d'une part et le corps central et l'huile de lubrification d'autre part), on cherche à faire fonctionner le turbocompresseur avec une température moyenne du côté de la turbine égale à la température moyenne du côté du compresseur (à 1°C près) et aussi à la température moyenne de l'ensemble du circuit d'huile (voir équation 90). L'objectif est d'annuler les gradients thermiques entre les différentes parties concernées. La réalisation de la condition côté huile ne semble pas facilement réalisable du fait que la température mesurée à la sortie de l'huile est relativement imparfaite. La cause principale qui empêche de mesurer une température de sortie d'huile correcte est que l'huile sort en état diphasique (mélangée avec des filets d'air dus aux fuites existant entre le circuit d'air et le circuit d'huile). Les mesures de fluxmètres présentées dans la suite de ce chapitre seront aussi utilisées afin de vérifier et d'ajuster cette hypothèse d'adiabaticité.

IV.1.2. Mesures locales des transferts thermiques

Les transferts thermiques au sein du volume de contrôle formé par la cavité du passage d'air à l'intérieur du compresseur depuis l'entrée de la roue jusqu'à la sortie de la volute, peuvent être divisés en trois zones de passage en fonction de l'interface où le transfert thermique se passe. La première zone concerne les transferts thermiques qui peuvent se faire à travers la surface de la volute. La deuxième à travers la surface de contact de la roue. Et la troisième zone, qui est la plus importante, (et où le transfert est le plus difficile à estimer), est celle à travers la surface du plateau arrière compresseur (back-plate).

D'après l'étude bibliographique présentée dans le premier chapitre de ce mémoire, les transferts thermiques via la roue peuvent être négligés au vu de la section de passage de l'axe du compresseur et surtout de la présence de l'huile de lubrification qui la refroidit en continue. Par contre, le calcul des transferts thermiques à travers le plateau arrière a toujours été réalisé en utilisant des modèles de coefficients de convection d'une manière très globale, sans vérification précise avec les résultats

expérimentaux. De plus, le chemin précis des transferts thermiques était toujours ignoré, et donc les modèles de transferts thermiques étaient calés par rapport à une mesure assez globale (volute + plateau arrière).

Dans le but d'analyser le transfert thermique local, différents points de fonctionnement seront choisis pour cette étude. Pour cela, nous définissons des notions de points de fonctionnement thermiques et des points de fonctionnement du compresseur.

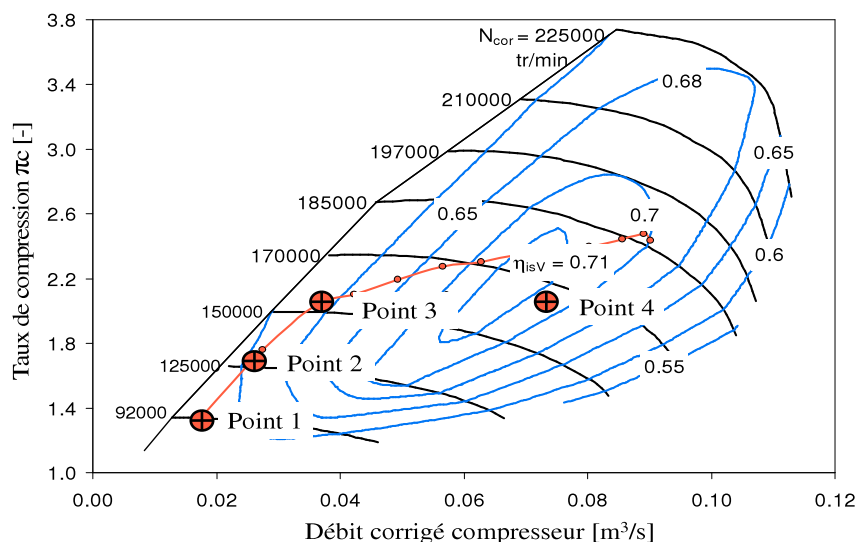
Un point de fonctionnement de compresseur est défini par les paramètres suivants :

- Débit compresseur
- Taux de compression

Un point de fonctionnement thermique est défini par un point de fonctionnement de compresseur ainsi que du paramètre suivant :

- Température à l'entrée turbine

Afin de quantifier les flux thermiques à travers le plateau arrière, quatre points de fonctionnement compresseur ont été choisis (voir Figure IV- 3).



Point	\dot{m}_C	π_C
1	0,017	1,36
2	0,028	1,73
3	0,037	2
4	0,074	2

Figure IV- 3 : points de fonctionnement compresseur étudiés

Ces points de fonctionnement ont été répétés pour cinq températures d'entrée de la turbine de 100°C, 200°C, 300°C, 400°C et 500°C, ce qui ramène notre étude à 20 points de fonctionnement thermique testés.

Pour les différents points de fonctionnement thermiques exposés ci-dessus, les mesures ont été réalisées en régime stationnaire et concernent des mesures de températures et de flux thermiques à l'intérieur du système ainsi que des cartographies thermiques des surfaces externes du système par caméra infrarouge.

D'autre part, une autre série de mesure a été menée en régime transitoire et se concentre essentiellement sur les évolutions des températures et des flux thermiques à l'intérieur du système. A noter que pour cette série de mesure, un autre schéma de succession de points de fonctionnement thermiques a été adapté de façon à pouvoir balayer des transitions importantes sur le champ de fonctionnement du compresseur.

IV.2. Effets des transferts thermiques sur le fonctionnement de la turbomachine

Dans cette partie, nous présentons les tendances thermiques induites par le mode de fonctionnement du système de turbo-compression. Les tendances observées concernent une étude globale du système en régime stationnaire (section IV.2.1) et une autre locale en régimes transitoire et stationnaire (section IV.2.2).

IV.2.1. Caractéristiques globales du système

Afin de contrôler l'effet de la température à l'entrée de la turbine sur les transferts thermiques dans le système, trois cartographies du compresseur correspondant aux trois températures d'entrée de la turbine (100°C, 300°C et 500°C) sont présentées à la Figure IV- 4. Ces cartographies sont comparées entre elles d'un point de vue limite de fonctionnement et iso-vitesses et aussi d'un point de vue du rendement compresseur. D'autre part, la cartographie du compresseur mesurée en condition adiabatique est très semblable à celle pour la condition à 100°C en entrée de la turbine. Pour cela, et afin d'éviter l'encombrement de la figure, le champ adiabatique n'est pas présenté dans la Figure IV- 4. Cependant ces mesures adiabatiques serviront à la quantification et la modélisation des transferts thermiques entre la turbine et le compresseur (§ IV.3).

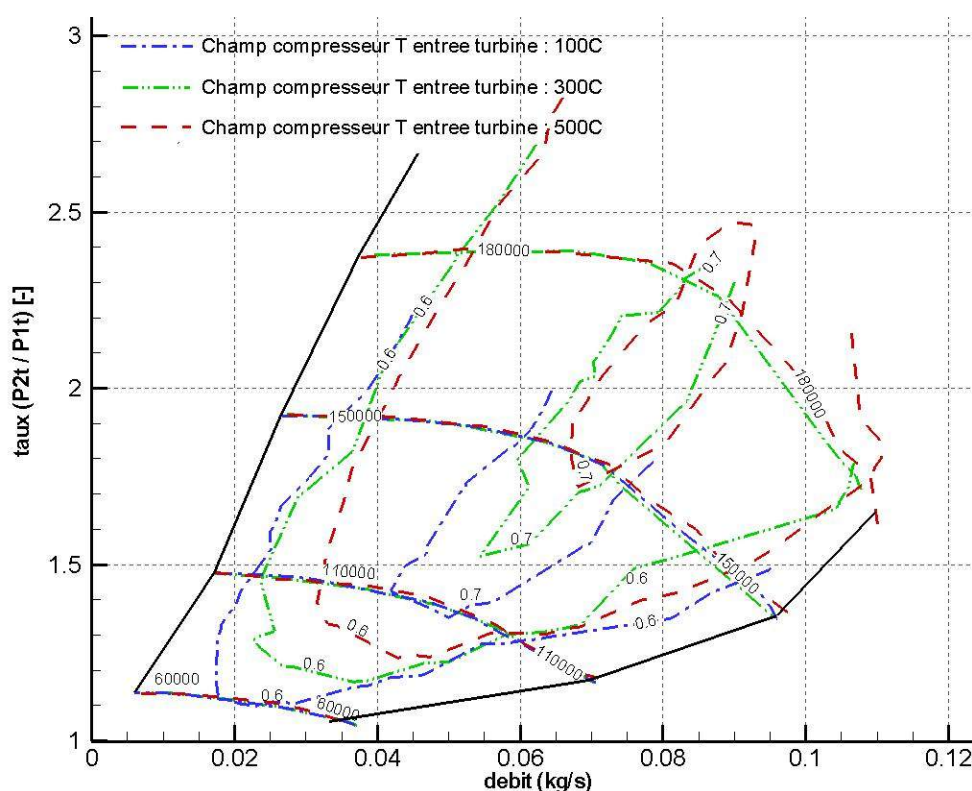


Figure IV- 4 : cartographies du compresseur pour trois températures d'entrée turbine différentes (100°C, 300°C et 500°C)

La Figure IV- 4 montre que les lignes de performance à iso-vitesses se superposent bien sur toute la plage de fonctionnement du compresseur, et par la suite ces lignes paraissent indépendantes du niveau de la température d'air à l'entrée de la turbine. Ceci peut être expliqué par la non-influence des transferts thermiques vers le compresseur sur les pertes aérodynamiques internes et par conséquent sur le rapport de compression total. Cette tendance n'est pas vérifiée pour les lignes d'iso-rendement. La Figure IV- 5 montre, pour les faibles iso-vitesses, une tendance de chute du « rendement compresseur mesuré » en fonction de la température croissante à l'entrée de la turbine.

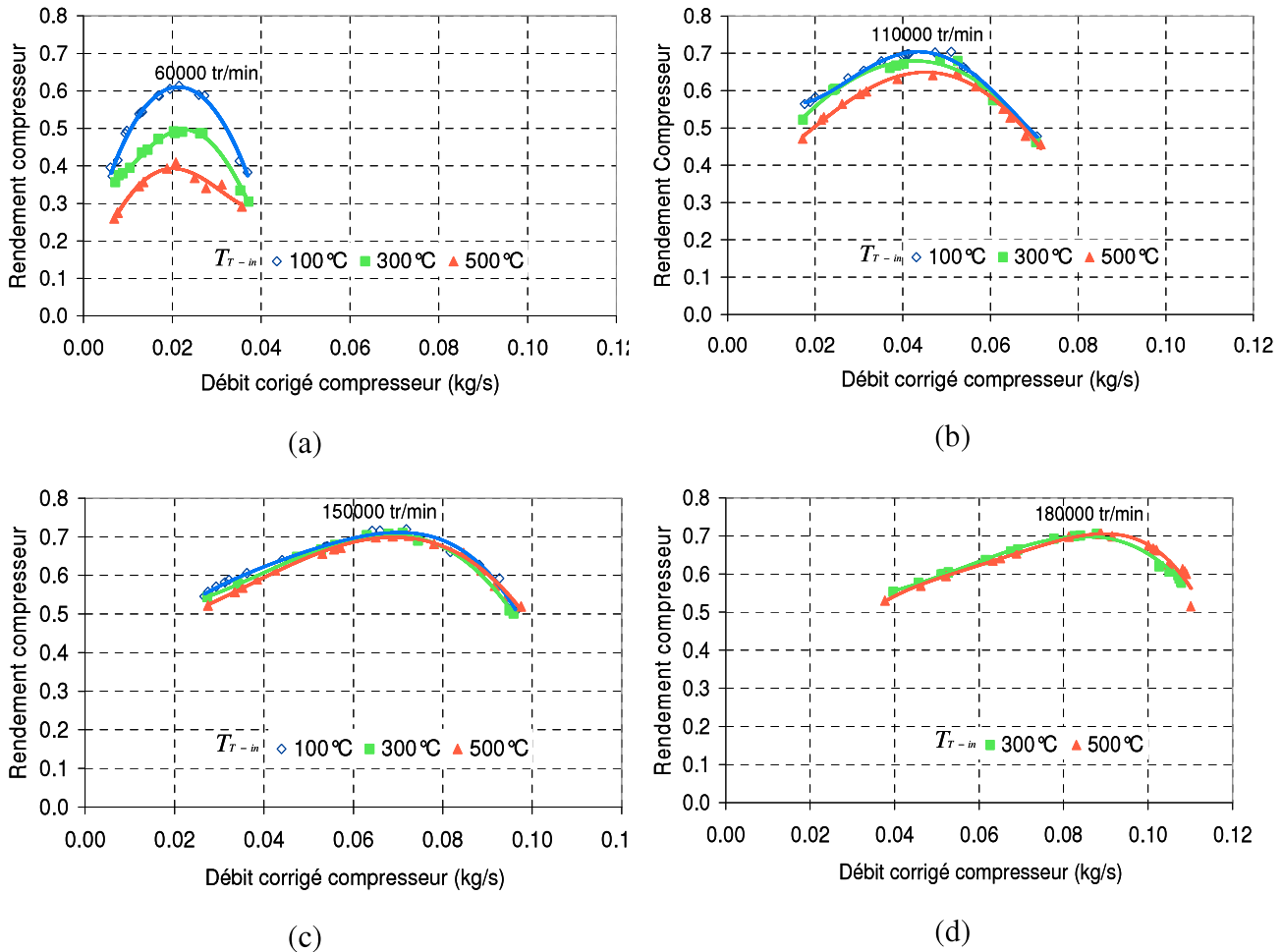


Figure IV- 5 : Variation du rendement non-adiabatique mesuré du compresseur en fonction du débit réduit pour trois températures d'entrée turbine différentes (100°C, 300°C et 500°C)

Ces rendements mesurés s'écartent de plus en plus de l'état de compression à froid (quasi-adiabatique) avec l'augmentation de la température de gaz d'échappement et ce à cause de la quantité de transfert thermique reçue par le bloc compresseur. Cette tendance est plus marquée à bas régimes (60000 tr/min). De plus, la chute de rendement la plus importante est observée dans la zone de rendement maximal. Cette attitude peut être expliquée par le fait que la proportion de quantité de l'énergie due au transfert thermique par rapport au travail de compression est la plus importante à faible régime. Dans cette expérience et pour des questions de limites techniques, la mesure d'iso-rendement quasi-adiabatique ne sera réalisée que pour les trois premières iso-vitesses (60000tr/min, 90000 tr/min et 120000 tr/min). Cette limite est due à la quantité d'énergie fournie par le débit d'air moyennement chaud traversant la turbine. La comparaison du rendement pour la deuxième iso-vitesse choisie (90000 tr/min) montre un écart plus faible entre les trois niveaux de température. De même cet écart a tendance à diminuer jusqu'à s'annuler pour les grands débits. À partir de la troisième iso-vitesse mesurée, l'influence des transferts thermiques sur les rendements non-adiabatique mesurés du compresseur devient très faible.

La Figure IV- 6, illustre d'une manière simplifiée l'influence des transferts thermiques sur les caractéristiques de compression et par la suite l'influence sur le rendement calculé suivant la définition traditionnelle.

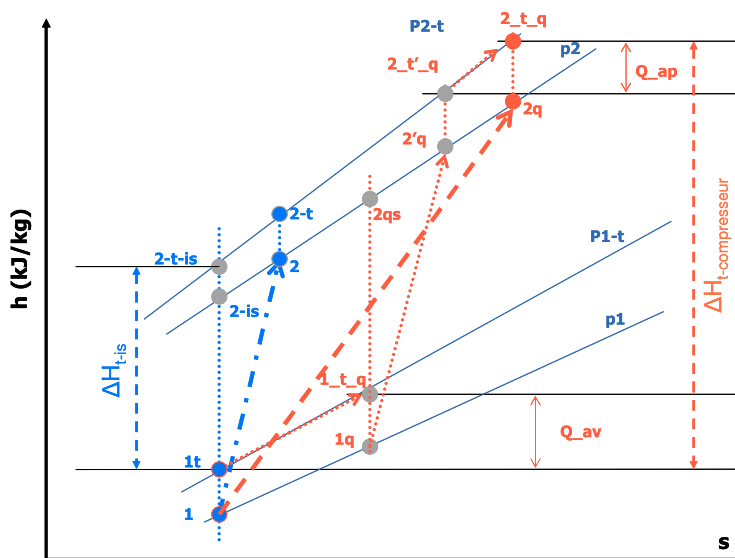


Figure IV- 6 : Illustration d'un diagramme $h-s$ pour une compression avec ou sans transfert thermique

La Figure IV- 6 compare une compression adiabatique (point 2) avec une compression non-adiabatique (point 2q). Dans le deuxième cas on peut imaginer qu'une partie du transfert a lieu avant la compression. Cet échange de chaleur est noté Q_{av} . De même on peut supposer qu'une deuxième partie du transfert a lieu en sortie de la roue après compression. Cette quantité de chaleur échangée est notée Q_{ap} . Le but de cette illustration est de montrer l'effet des transferts thermiques sur le travail mesuré. De plus une partie des transferts thermiques peut avoir lieu lors du passage à travers la roue. Bien que toutes les études sur le sujet négligent ou ne prennent pas en compte les transferts dans la roue, on est en droit de penser le contraire vu la forme ailette de la roue en aluminium et du gradient de température entre la roue et l'écoulement. Ce point sera revu par la suite.

Le rendement du compresseur supposé adiabatique est défini de façon générale suivant la formule suivante :

$$\eta_{C_adia} = \frac{\Delta H_{t-is}}{\Delta H_{t-compresseur}} = \frac{\Delta H_{t-is}}{\Delta H_{t-compression}} \quad (91)$$

Ainsi le rendement mesuré (généralement non adiabatique) intègre implicitement en plus de ΔH_{comp} , une partie de l'énergie résultante du transfert thermique. D'où :

$$\eta_C = \frac{\Delta H_{t-is}}{\Delta H_{t-compresseur}} = \frac{\Delta H_{t-is}}{\Delta H_{t-compression} + \Delta H_{transfert-thermique}} \quad (92)$$

Alors le rendement calculé dans des conditions non adiabatique est fonction de la température d'entrée de la turbine T_e comme suit :

$$\eta_C = \frac{\Delta H_{t-is}}{\Delta H_{t-compression} + \Delta H_{transfert-thermique}(T_e)} \quad (93)$$

Le même principe est utilisé du côté turbine. Par conséquent, trois cartographies turbine relatives aux températures d'entrée turbine (100°C, 300°C et 500°C) sont comparées entre elles d'un point de vue limite de fonctionnement et iso-vitesse et aussi d'un point de vue du rendement turbine. Avant de présenter les tendances mesurées au niveau des caractéristiques de la turbine, on va

présenter un champ turbine mesuré pour six positions de la géométrie variable depuis la position complètement fermée jusqu'à la position totalement ouverte. Ce champ a été réalisé avec une température d'entrée de 300°C (Figure IV- 7 et Figure IV- 8).

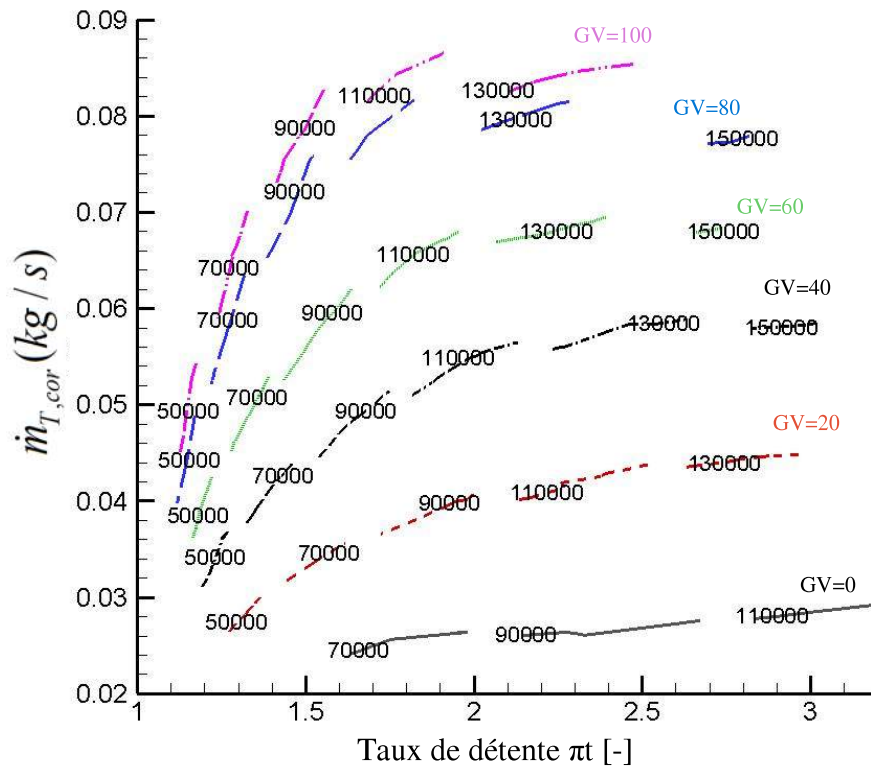


Figure IV- 7 : champs isovitesse turbine pour six positions de la GV avec une température d'entrée de 300°C

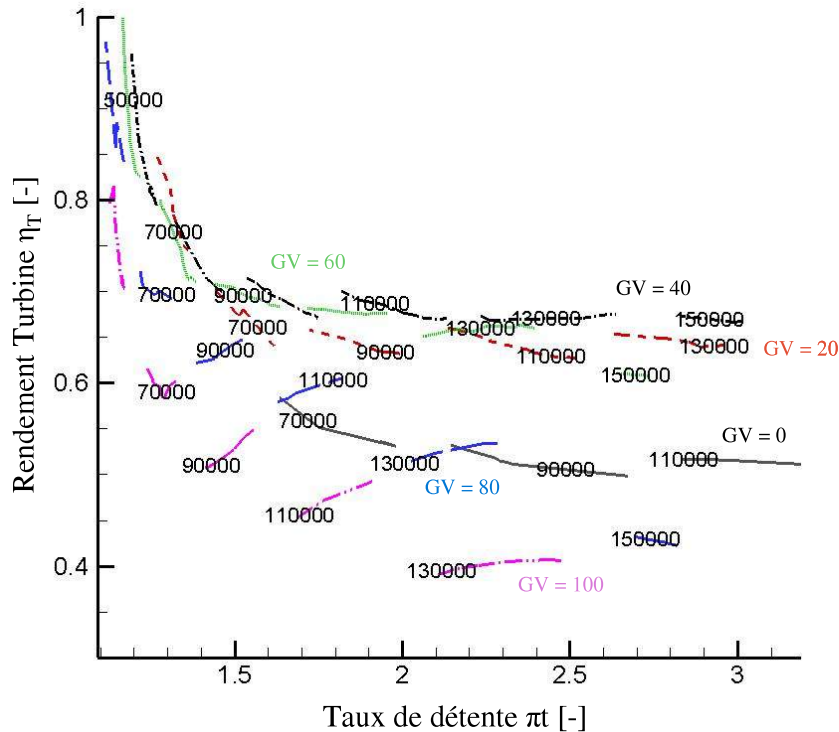


Figure IV- 8 : rendement turbine pour six positions de la GV avec une température d'entrée de 300°C

La Figure IV- 7 représente le champ caractéristique de la turbine étudiée en terme de débit et taux de détente pour différentes isovitesse et positions d'ouvertures de la géométrie variable. On remarque que pour chaque isovitesse, les courbes (débit en fonction du taux de détente) évoluent en fonction des différentes ouvertures de la géométrie variable.

La Figure IV- 8 représente le champ caractéristique de la turbine étudiée en terme de rendement et taux de détente pour différentes isovitesses et pour les différentes positions d'ouverture de la géométrie variable. Par la suite, une comparaison de trois champs turbine réalisés pour trois températures d'entrée différentes (100°C, 300°C et 500°C) est présentée sur la Figure IV- 9. Comme pour le compresseur, la cartographie de la turbine mesurée en condition adiabatique est très semblable à celle pour la condition à 100°C en entrée de la turbine. Pour cela et afin d'éviter l'encombrement de la figure, le champ adiabatique n'est pas présenté dans la Figure IV- 9.

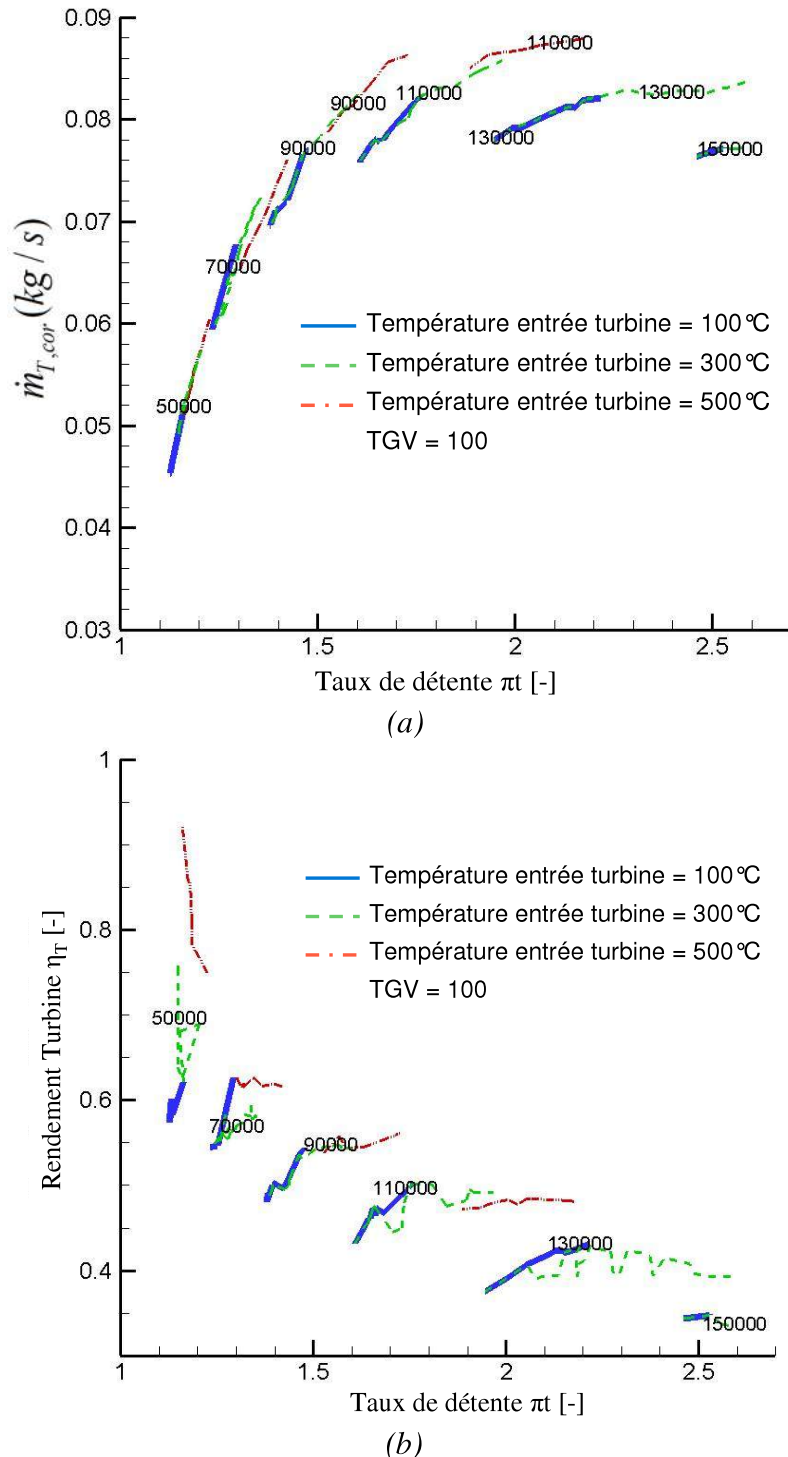


Figure IV- 9 : (a) comparaison des champs isovitesses turbine pour trois températures d'entrée 100°C, 300°C et 500°C, (b) comparaison du rendement turbine mesuré pour trois températures d'entrée de 100°C, 300° et 500°C

Afin de limiter les incertitudes dues au positionnement de la géométrie variable, la position complètement ouverte a été choisie. Cette position est réglée par une butée physique ce qui limite l'erreur de répétabilité de la position de la géométrie variable.

Cette comparaison montre une tendance d'accroissement importante du rendement turbine mesuré pour les points de fonctionnement à faible taux de détente et à faible débit. De même un décalage est visible au niveau des isovitesse. Une isovitesse correspondant à la plus haute température vient se positionner dans le prolongement de la même isovitesse de l'essai à faible température. Ce comportement va limiter les points de fonctionnement à comparer entre les deux tests à différents niveaux de température.

La Figure IV- 9, illustre d'une manière générale l'influence des transferts thermiques sur les rendements isentropique de la turbine.

Le rendement turbine supposé adiabatique est calculé d'après la formule suivante :

$$\eta_{Turb_adia} = \frac{\Delta H_{t-turbine}}{\Delta H_{t-is}} \quad (94)$$

Or le rendement calculé intègre implicitement une partie de l'énergie résultante du transfert thermique. Cette partie se manifeste généralement par un transfert thermique négatif vers l'extérieur et l'entourage. Par conséquent, le rendement de la turbine pourra être décrit à l'aide de la formule suivante montrant la part de la quantité d'énergie résultante du transfert thermique.

$$\eta_{Turb} = \frac{\Delta H_{t-détente} + \Delta H_{transfert-thermique}(T_e)}{\Delta H_{t-is}} \quad (95)$$

Par la suite la quantité d'énergie $\Delta H_{transfert-thermique}(T_e)$ peut être estimée par la somme de différents transferts thermiques à différents endroits de la turbine :

$$\Delta H_{transfert-thermique}(T_e) = Q_{av} + Q_{ap}. \text{ (Figure IV- 10).}$$

Plus les transferts thermiques sont importants, plus le rendement mesuré au niveau de la turbine sera grand. Ce qui explique l'allure des courbes présentées dans la Figure IV- 9-(b). Pour les faibles régimes ce rendement peut dépasser la valeur de l'unité pour certains points de fonctionnement où la présence des transferts thermiques est assez importante par rapport au travail de détente de la turbine.

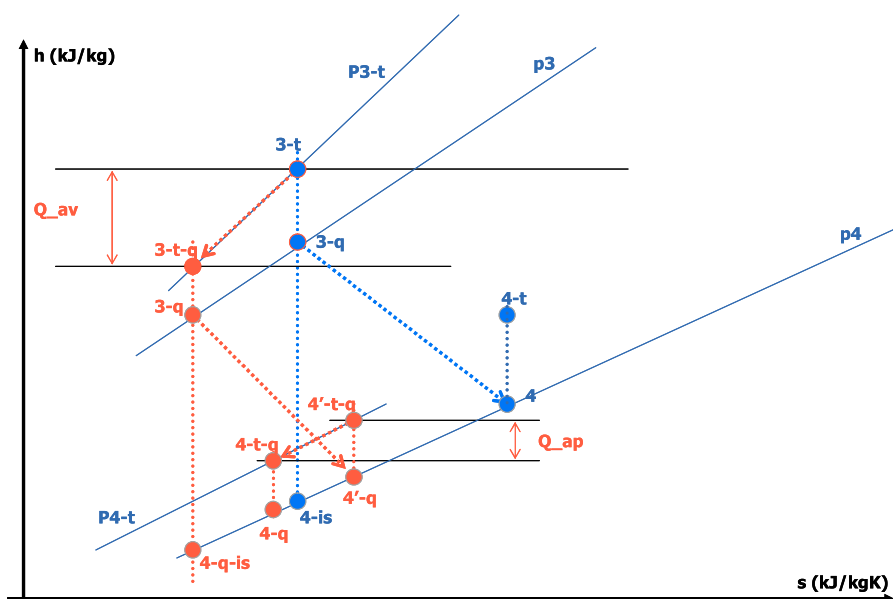


Figure IV- 10 : illustration d'un diagramme h-s pour une détente avec ou sans transfert thermique

Ces résultats montrent donc l'importance des transferts thermiques sur la caractérisation du compresseur et de la turbine. Afin de mieux localiser ces transferts thermiques, une étude locale a été effectuée.

IV.2.2. Mesures locales des transferts thermiques

Dans cette section, nous présentons les résultats des caractéristiques locales en deux parties : résultats stationnaires et résultats transitoires.

IV.2.2.1. Résultats stationnaires

Mesure des flux internes

Cette partie de l'étude est réalisée uniquement en régime stabilisé. Nous présentons ici une analyse du couplage entre les évolutions des flux et celles des températures pour différents niveaux thermiques et points de fonctionnement du compresseur. Les Figure IV- 11 à Figure IV- 14 présentent les flux thermiques et la température de surface mesurés à travers le plateau arrière pour les 20 points de fonctionnement thermique. Ces différents résultats sont classés par point de fonctionnement compresseur. Les cinq températures d'entrée turbine sont 100°C, 200°C, 300°C, 400°C et 500°C. Les cinq positions dans les graphes de résultats sont relatives aux cinq positions des fluxmètres comme présenté dans le paragraphe II.8.1. La convention du sens du flux thermique utilisée est la suivante. Un flux positif indique un gain thermique du coté de l'air de compression et un flux négatif indique une perte thermique coté air de compression. La Figure IV- 11-(a) présente les flux thermiques pour le premier point de fonctionnement compresseur et ce pour les cinq températures d'entrée turbine (100°C, 200°C, 300°C, 400°C et 500°C).

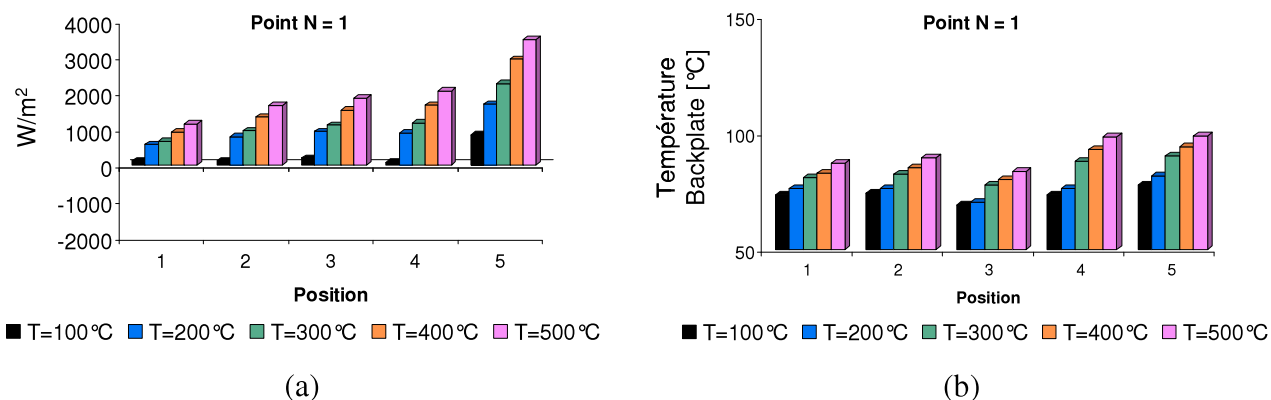


Figure IV- 11 : résultats thermiques relatifs au point de fonctionnement N=1, (a) flux thermique à travers le plateau arrière du compresseur, (b) température locale de la surface de mesure de flux

La Figure IV- 11, présente respectivement les mesures de flux et de température pour les cinq positions d'instrumentation au niveau du backplate et relatifs aux points de fonctionnement du compresseur N= 1. Ces résultats peuvent être résumés par les points suivants :

1. les flux mesurés sont tous des flux positifs pour les cinq conditions thermiques et les cinq positions de mesures (depuis le plateau arrière vers l'air du compresseur).
2. pour chaque condition thermique (température d'entrée turbine fixe), l'amplitude des flux thermiques augmente depuis l'entrée volute jusqu'à atteindre un maximum en sortie volute.
3. pour les cinq niveaux thermiques ces résultats montrent un couplage entre l'évolution des flux et celles des températures.
4. pour chaque position de mesure on remarque l'augmentation de l'amplitude du flux mesuré en fonction de la température d'entrée turbine.

Ces résultats peuvent être expliqués par l'analyse suivante :

1. pour le point de fonctionnement compresseur N=1 (très faible taux de compression), la température isentropique après compression est toujours inférieure à celle du plateau arrière pour toutes les conditions thermiques.
2. pour le cas d'un flux constamment positif, le gradient de température est toujours dans le même sens et par la suite l'évolution des flux suit celle de la température de paroi.
3. les flux thermiques positifs augmentent avec le gradient de température et par la suite sont directement liés à la température de l'entrée turbine.

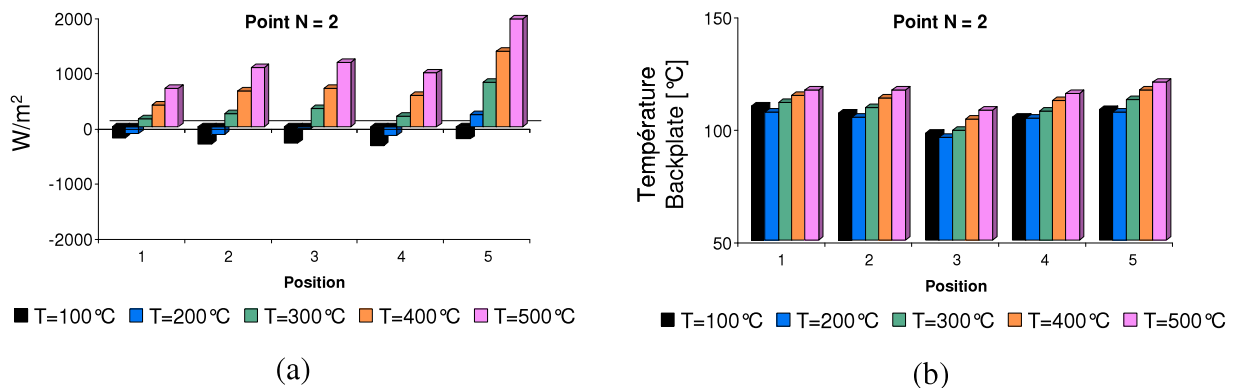


Figure IV- 12 : résultats thermiques relatifs au point de fonctionnement N=2, (a) flux thermique à travers le plateau arrière du compresseur, (b) température locale de la surface de mesure de flux

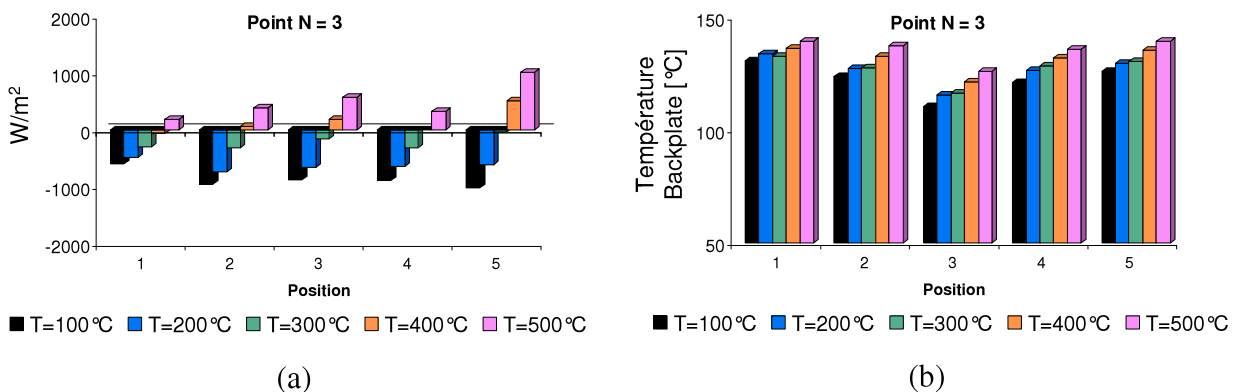


Figure IV- 13 : résultats thermiques relatifs au point de fonctionnement N=3, (a) flux thermique à travers le plateau arrière du compresseur, (b) température locale de la surface de mesure de flux

La Figure IV- 12 et la Figure IV- 13 présentent les mesures de flux et de températures pour les cinq positions d'instrumentation au niveau du plateau arrière et relatifs aux points de fonctionnement du compresseur N= 2 et N=3. Ces résultats peuvent être résumés par les points suivants :

1. un changement de monotonie concernant les sens du flux thermique.
2. les flux mesurés durant les deux premières températures (100°C et 200°C pour N=2) et les trois premières températures d'entrée turbine (100°C, 200°C et 300°C pour N=3) sont des flux négatifs (refroidissement de l'air de compression due aux transferts thermiques vers l'extérieur à travers la back plate).

Ces résultats peuvent être expliqués par l'analyse suivante :

1. pour le point de fonctionnement compresseur N=3 (fort taux de compression), la température isentropique après compression est supérieure à celle du plateau arrière et même de la surface turbine pour les premières conditions thermiques.
2. cette même condition est visualisée dans les cartographies thermiques mesurées par caméra infrarouge (voir Figure IV- 15-(c)).

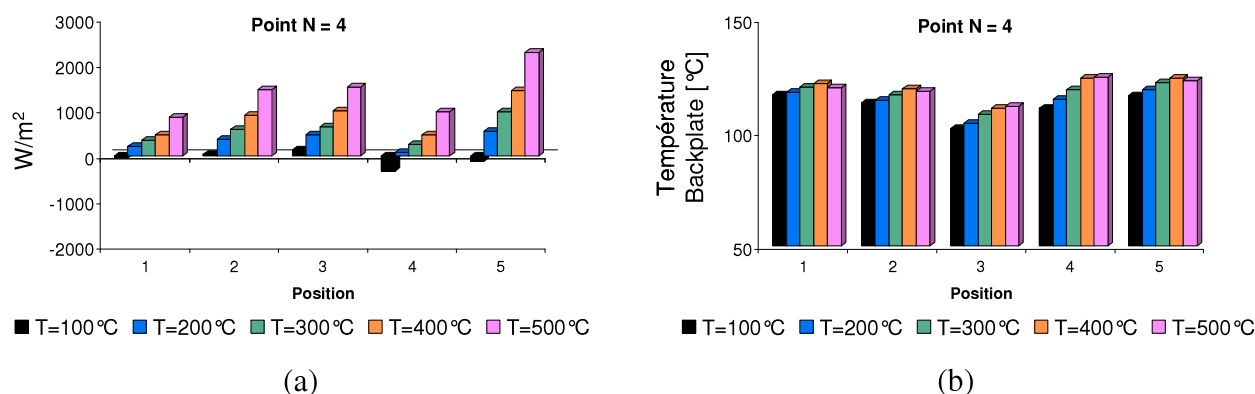


Figure IV- 14 : résultats thermiques relatifs au point de fonctionnement N=4, (a) flux thermique à travers le plateau arrière du compresseur, (b) température locale de la surface de mesure de flux

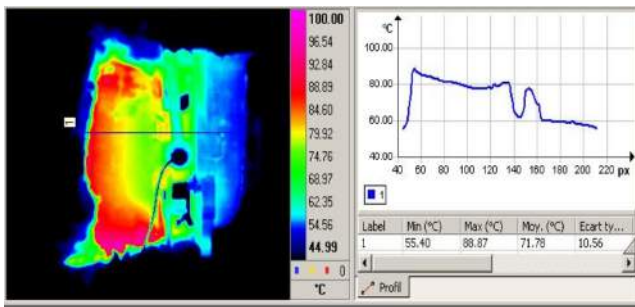
Les résultats présentés dans la Figure IV- 14 présentent les mesures de flux et de températures pour les cinq positions d'instrumentation au niveau du plateau arrière et relatifs aux points de fonctionnement du compresseur N=4. Bien que les deux points de fonctionnement du compresseur N=3 et N=4 soient au même taux de compression, l'allure des flux mesurés est totalement différente ainsi que le niveau de température au niveau des cinq positions du plateau arrière. Ainsi, la comparaison des Figure IV- 13 et Figure IV- 14 ne présente pas de couplage évident entre l'évolution de température et du flux mesuré. D'ailleurs, on remarque que pour le point de fonctionnement N=4, la température surfacique mesurée au niveau du plateau arrière est largement inférieure à celle mesurée pour le point de fonctionnement N=3. En revanche, malgré cette baisse de la température, les flux mesurés sont en majorités positifs (transferts thermiques depuis le plateau arrière vers l'écoulement). Cette observation peut être expliquée par l'analyse suivante :

- Le point de fonctionnement N=4 est caractérisé par un écoulement de débit double de celui du point de fonctionnement N=3. Les transferts thermiques entre le coté turbine et le coté compresseur se font à travers le circuit d'huile de lubrification qui participe d'une manière complexe au bilan thermique. L'emplacement de ce circuit au milieu du turbocompresseur, implique une influence thermique de la température de la turbine sur l'échauffement de l'huile, qui à son tour influence d'une manière conjuguée les transferts thermiques vers l'écoulement du compresseur. Malheureusement, lors de nos campagnes d'essais et suite à la difficulté de mesure correcte de la température de l'huile en sortie, il s'avérait impossible de réaliser un bilan thermique pour l'écoulement d'huile. En revanche, afin de pouvoir analyser l'influence conjuguée des transferts thermiques entre l'huile, la turbine et le compresseur, la température de l'huile dans le volume d'entrée au centre du compresseur a été mesurée. Cette mesure même si elle ne quantifie pas précisément la quantité de chaleur absorbée par l'huile, est capable de donner une information sur le niveau des transferts thermiques vers l'huile. Ainsi cette température étant mesurée avant le passage dans les paliers, l'énergie absorbée est présumée provenir des transferts thermiques et pas des

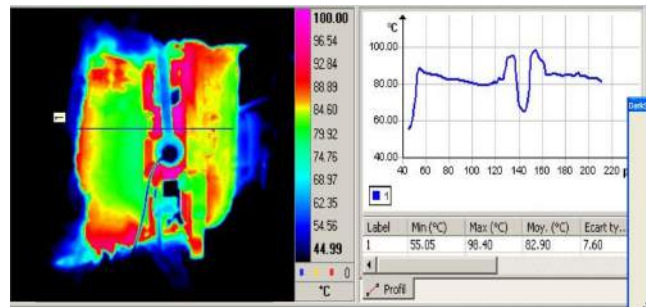
frottements paliers. Dans notre cas, l'évolution de cette température d'huile, pour les deux points de fonctionnement 3 et 4 est inversement proportionnelle à la température de surface mesurée au niveau des fluxmètres. Autrement dit, pour le point de fonctionnement N=3, l'échauffement de l'huile est moins important et par la suite il reste globalement moins chaud que la moyenne du côté compresseur, ce qui explique le sens négatif des flux pour les trois premiers niveaux thermiques.

Les flux mesurés sont les flux totaux résultant de la somme des flux convectifs et radiatifs dont l'équilibre entre eux varie d'un point de fonctionnement à l'autre et même d'une position à l'autre entre les cinq fluxmètres instrumentés sur la périphérie du plateau arrière. Afin de mettre en évidence un couplage clair entre les flux et les températures de surface, une analyse de séparation des contributions convectives et radiatives est nécessaire. Cette étude ne fait pas partie du cadre de cette thèse. Dans une perspective de continuation de cette analyse, une méthodologie développée par Khaled et al [192] et utilisée sur des organes similaire dans le compartiment du moteur, pourrait être mise en place.

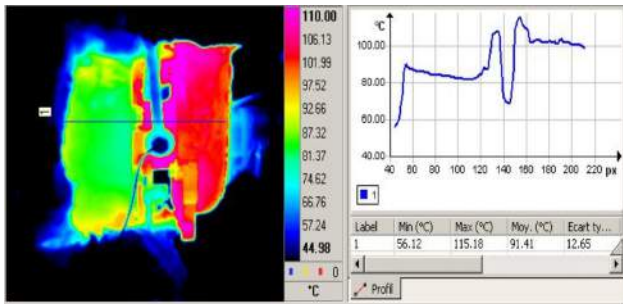
Cartographie thermique des surfaces externes



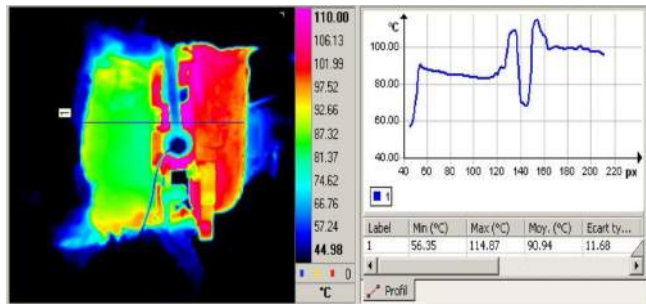
(a) Point de fonctionnement compresseur N= 1



(b) Point de fonctionnement compresseur N= 2



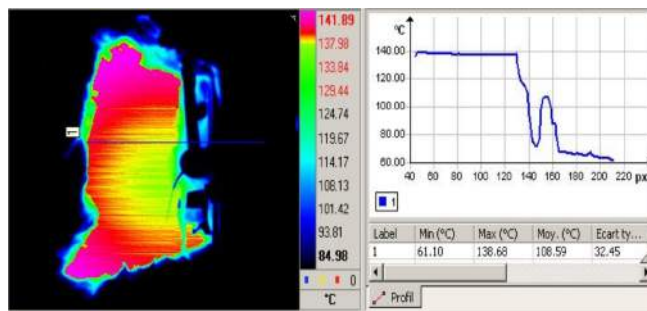
(c) Point de fonctionnement compresseur N= 3



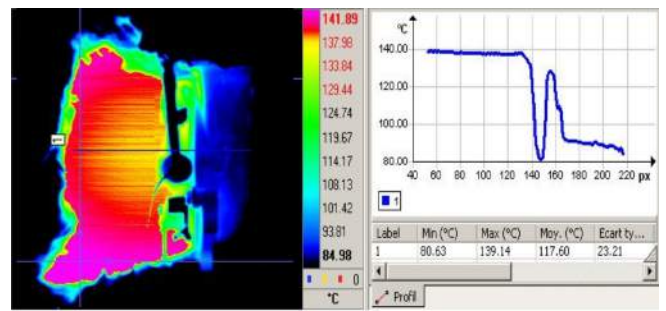
(d) Point de fonctionnement compresseur N= 4

Figure IV- 15 : mesures par caméra infrarouge pour une $T_{ent Turb} = 100^{\circ}C$

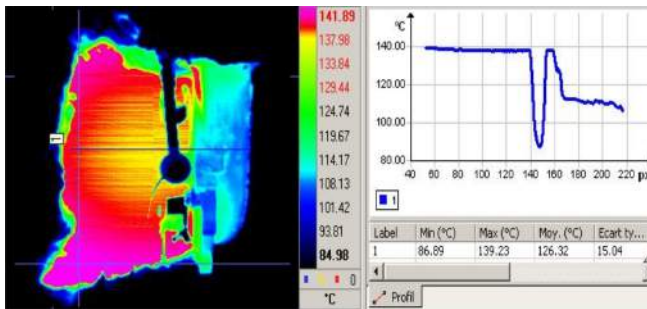
La Figure IV- 15 présente un diagnostic qualitatif de la température de surface du turbocompresseur pour une condition thermique de $100^{\circ}C$ à l'entrée de la turbine. Ce diagnostic est réalisé pour les quatre points de fonctionnement compresseur déjà définis au début de ce chapitre (section IV.1.2). En plus de la cartographie thermique de la surface externe du haut du turbocompresseur, un profil de température de surface est présenté. Ce profil est tracé le long de la ligne horizontale entre les deux extrémités turbine et compresseur. Les oscillations observées au centre du profil sont dues à la présence du circuit d'arrivée d'huile dont la température est réglée par défaut à $80^{\circ}C$. De plus, de part et d'autre du creux, une partie du corps central (dont la surface comporte un film d'huile du aux fuites) induit un flux mesuré plus élevé que la normale.



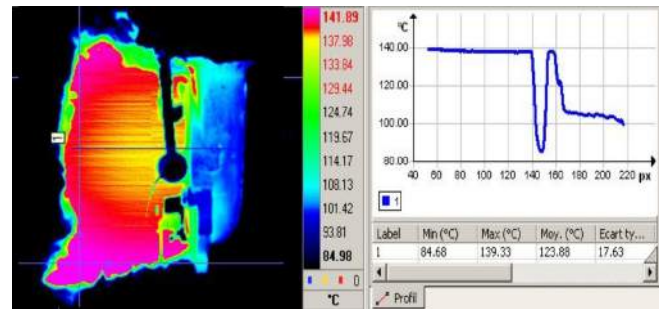
(a) Point de fonctionnement compresseur N= 1



(b) Point de fonctionnement compresseur N= 2



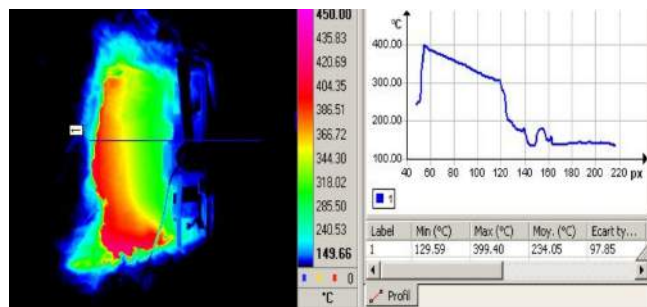
(c) Point de fonctionnement compresseur N= 3



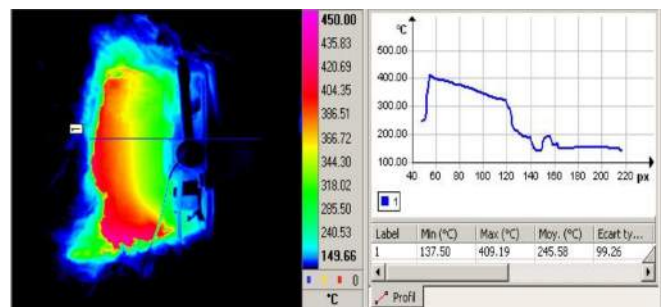
(d) Point de fonctionnement compresseur N= 4

Figure IV- 16 : mesures par caméra infrarouge pour une $T_{ent Turb} = 300^{\circ}\text{C}$

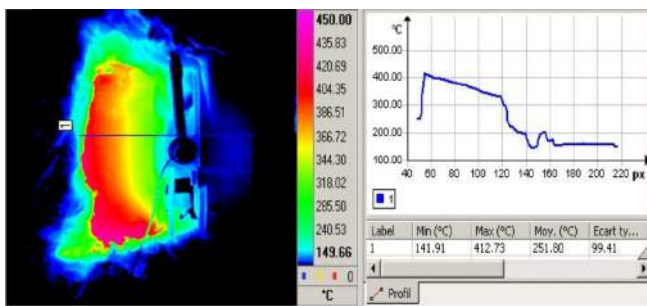
La figure Figure IV- 16 présente une évaluation qualitative de la température de surface du turbocompresseur pour une condition thermique de 300°C à l'entrée de la turbine. La tendance globale est conservée entre les quatre points de fonctionnement compresseur. Ce profil est tracé le long de la ligne horizontale entre les deux extrémités turbine et compresseur. Les oscillations observées au centre du profil sont dues à la présence du circuit d'arrivée d'huile dont la température est réglée par défaut à 80°C .



(a) Point de fonctionnement compresseur N= 1



(b) Point de fonctionnement compresseur N= 2



(c) Point de fonctionnement compresseur N= 3



(d) Point de fonctionnement compresseur N= 3

Figure IV- 17: Mesures par caméra infrarouge pour une $T_{ent Turb} = 500^{\circ}\text{C}$

La Figure IV- 17 présente une évaluation qualitative de la température de surface du turbocompresseur pour une condition thermique de 500°C à l'entrée de la turbine. A partir de ce niveau thermique les gradients de température deviennent importants et par la suite il serait difficile de garder une bonne échelle d'affichage de la température de façon à garder une image claire de la turbine et du compresseur. Par conséquent sur ces images la partie compresseur n'est pas bien visible et sera caché dans la partie noire à température inférieure à 150°C.

Ces mesures nous ont permis de mesurer l'émissivité du carter turbine et de la volute compresseur pour différent échelles de température. Celles-ci seront utilisées afin d'estimer les transferts thermiques par rayonnement vers l'extérieur.

IV.2.2.2. Régime transitoire

Pendant l'établissement des points de fonctionnement thermique et pour les différents points testés, des tendances exponentielles ont été observées pour toutes les évolutions de températures d'organes (compresseur et turbine) mais aussi pour celles de l'écoulement d'air à travers le compresseur et la turbine. Par la suite, une nouvelle série de points de fonctionnement compresseur choisie pour l'étude du transfert thermique en régime transitoire est présentée à la Figure IV- 18-(b). Cette série de six points de fonctionnement compresseur a été choisie parmi d'autres afin de présenter les tendances thermiques suivant différentes évolutions.

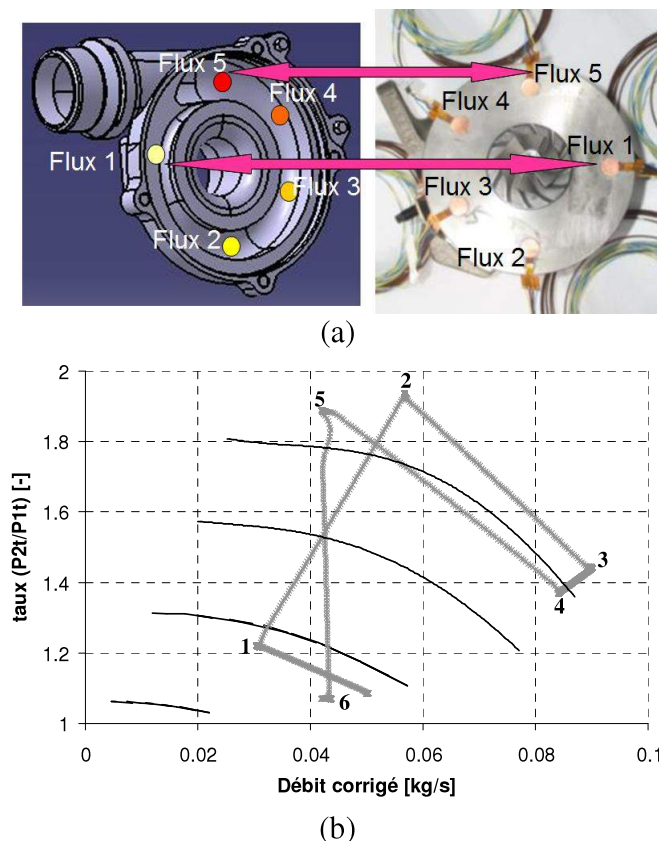


Figure IV- 18 : (a) position des mesures par fluxmètres, (b) exemple de points de fonctionnement pour l'analyse transitoire

Les résultats montrent des tendances exponentielles pour l'évolution temporelle des températures de parois et de l'écoulement d'air ainsi que pour l'évolution temporelle des flux thermiques locaux mesurés au niveau de la backplate du compresseur (Figure IV- 19). Les résultats présentés dans cette figure concerne les évolutions des flux mesurés au niveau des positions 1 à 3 (Figure IV- 18-a), les températures de surface du compresseur au niveau des positions 1 et 5, les températures de

surfaces de la turbine au niveau des positions 1 et 3 et les températures de sorties du compresseur et de la turbine.

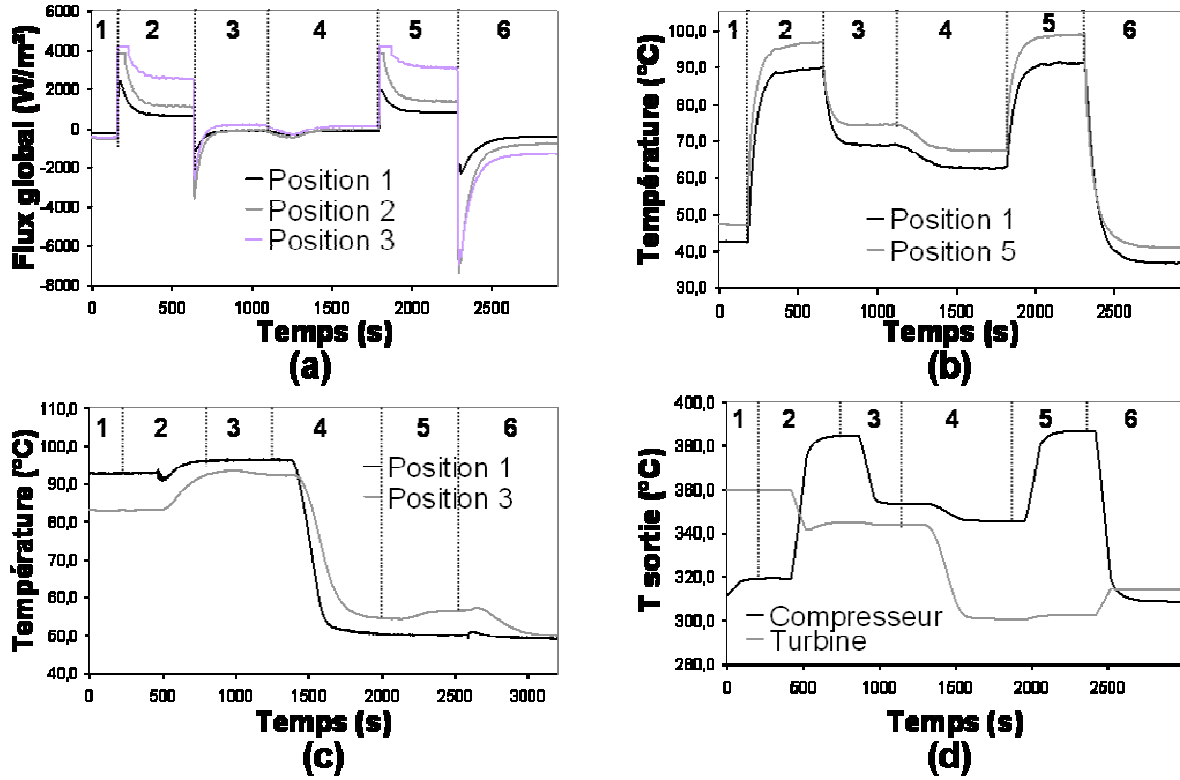


Figure IV- 19 : exemples d'évolutions de (a) flux au niveau du compresseur (b) températures de surface du compresseur (c) températures de surface de la turbine et (d) températures de sorties du compresseur et de la turbine.

Les évolutions de températures en phase d'établissement du point de fonctionnement thermique suivent systématiquement les deux formes générales données par :

$$T(t) = T_0 + (T_{\max} - T_0) \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \right] \quad (96)$$

$$T(t) = T_{\infty} + (T_0 - T_{\infty}) \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (97)$$

T_{\max} est la température maximale atteinte à la surface de l'organe considéré pendant l'établissement du point de fonctionnement, T_{∞} est la température de quasi-stabilisation de l'organe ou du fluide en fin de la phase d'établissement et T_0 est la température initiale. τ est la constante de temps.

Les formes exponentielles que les flux thermiques globaux échangés entre la surface du compresseur et l'air suivent en phase d'établissement de point de fonctionnement sont données par les expressions suivantes :

$$\varphi = \varphi_0 + (\varphi_{\max} - \varphi_0) \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \right] \quad (98)$$

$$\varphi = \varphi_{\infty} + (\varphi_0 - \varphi_{\infty}) \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \quad (99)$$

φ_0 est la densité de flux global mesurée pour chaque position au début de la phase d'établissement, φ_{\max} est la valeur maximale du flux mesuré pendant cette phase et φ_{∞} la valeur asymptotique du flux, lorsqu'on atteint un régime quasi-stabilisé. Tous ces flux peuvent être positifs ou négatifs suivant que l'élément reçoit ou cède de la chaleur à son environnement et ils dépendent essentiellement de la position de ce dernier et du point de fonctionnement thermique.

La Figure IV- 20 montre des exemples de comparaison entre des courbes obtenues à partir de données expérimentales et des courbes exponentielles. Ces comparaisons concernent les évolutions de température de surface à l'intérieur du compresseur au niveau de la position 5 pour les nouveaux points de fonctionnement compresseur 2 et 6 (voir Figure IV- 18), et celles de flux globaux au niveau de la position 1 sur la surface du compresseur ainsi que pour les nouveaux points de fonctionnement 2 et 6.

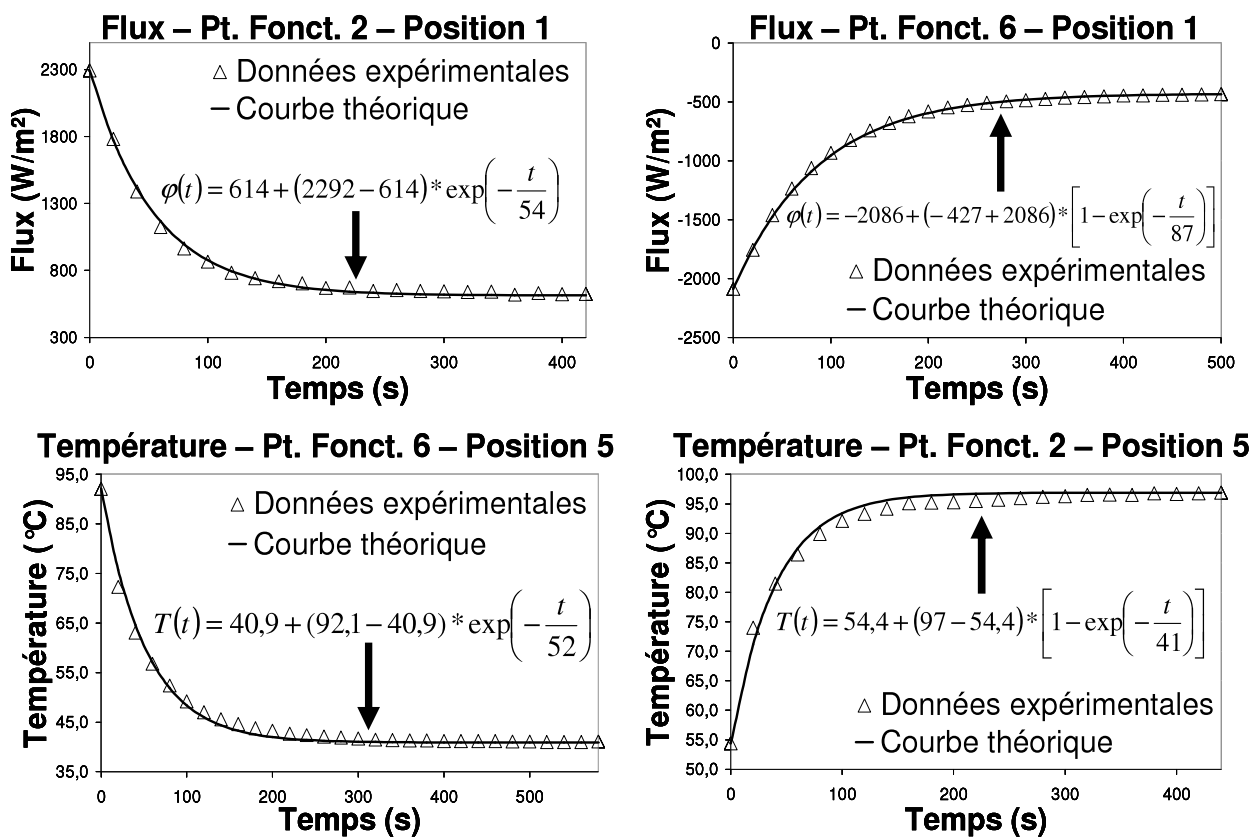


Figure IV- 20 : comparaison entre les évolutions expérimentales et les tendances exponentielles

Dans la Figure IV- 20, nous observons que les évolutions expérimentales des températures et des flux corrélient bien avec les tendances exponentielles, aussi bien pour les températures que pour les flux globaux. Par exemple, sur la position 5 de la face du compresseur et pour le point de fonctionnement thermique 6, l'écart moyen de température entre l'évolution théorique et expérimentale est de 0,85°C (1,74%). Au niveau de la même position mais pour le point de fonctionnement thermique 2, cet écart est de 1,25% sur les valeurs de températures. D'autre part, les écarts moyens entre les évolutions expérimentales et exponentielles de la densité de flux au niveau de la position 1 de la face du compresseur sont respectivement de l'ordre de 2,79% pour le point de fonctionnement thermique 2 et de 1,07% pour le point de fonctionnement 6. Ces ordres de grandeurs d'écarts relatifs dans les comparaisons entre les évolutions expérimentales et les

tendances exponentielles sont observés pour toutes les positions testées et pour les différents points de fonctionnement thermiques réalisés. Les tendances exponentielles typiques des températures et des flux en phase d'établissement de point de fonctionnement thermique d'un système de turbo-compression sont ainsi confirmées.

Concernant l'évolution des flux globaux, nous distinguons deux catégories :

- *catégorie 1* : elle concerne les situations thermiques pour lesquels le flux global suit la forme générale de l'équation (98). Ce sont des cas où la surface du compresseur absorbe ou génère une densité de flux global augmentant en valeur absolue au cours du temps. En d'autres termes, ce sont des conditions qui correspondent au cas où la surface du compresseur s'échauffe plus lentement que leur entourage thermique proche (celui de l'air) quand elle absorbe de la chaleur, ou plus rapidement quand elle la dissipe.
- *catégorie 2* : elle correspond aux situations thermiques pour lesquels le flux global suit la forme générale de l'équation (99). Ce sont des cas où la surface du compresseur absorbe ou dissipe une densité de flux global diminuant en valeur absolue au cours du temps. Dans ce cas, la surface du compresseur s'échauffe plus rapidement que leur entourage thermique d'air quand elle absorbe de la chaleur et plus lentement lorsqu'elle la dissipe.

La classification des évolutions de flux global en l'une des deux catégories définies ci-dessus est essentiellement fonction du point de fonctionnement thermique du système de turbo-compression (température d'entrée de la turbine, taux de compression et débits au niveau du compresseur et de la turbine) et est indépendante de la position sur la face interne du compresseur.

D'autre part, les évolutions de températures sont aussi classées en deux catégories :

- *Catégorie 1* : elle concerne les situations thermiques pour lesquels la température de la face interne du compresseur suit la forme générale de l'équation (96). Ce sont des cas où la surface du compresseur absorbe au cours du temps de la chaleur de l'air en cours de compression,
- *Catégorie 2* : elle correspond aux situations thermiques pour lesquels la température de la face interne du compresseur suit la forme générale de l'équation (97). Ce sont des cas où la surface du compresseur transmet au cours du temps de la chaleur à l'air en cours de compression.

La classification des évolutions de température de surface du compresseur en l'une des deux catégories exposées ci-dessus est essentiellement fonction du point de fonctionnement thermique du système de turbo-compression mais aussi de la température initiale de la face du compresseur au début de l'établissement du point de fonctionnement thermique. Cette classification est par ailleurs indépendante de la position sur la face interne du compresseur.

Le tableau IV-1 et le tableau IV-2 montrent des ordres de grandeurs des températures et des flux relevés en fin de la phase d'établissement du point de fonctionnement thermique. Les constantes de temps sont également reportées. Les évolutions sont classées selon les catégories définies ci-dessus.

Tableau IV - 1 : Ordres de grandeur de valeurs initiales, finales et de constantes de temps pour : (a) Flux à la surface interne du compresseur ; (b) Température à la surface interne du compresseur ; (c) Température d'air à la sortie du compresseur et (d) Température d'air à la sortie de la turbine. La couleur rouge désigne la première catégorie et la couleur bleue la deuxième catégorie.

(a) Flux à la surface interne du compresseur

Flux à l'instant initial (W/m²)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	-254	2376	-1024	-299	1854	-2140
Position 2	-501	3502	-3561	-420	3463	-7386
Position 3	-29	715	-372	-12	481	-694
Position 4	-363	3753	-3941	-504	3773	-7667
Position 5	-415	3762	-2592	-278	3806	-6558
Flux de stabilisation (W/m²)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	-270	639	-150	-64	820	-439
Position 2	-540	1144	-155	-32	1449	-789
Position 3	-34	163	20	28	201	-63
Position 4	-409	1305	-229	-214	1351	-914
Position 5	-472	2608	197	145	3127	-1318
Constante de temps (sec)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	5	52	47	156	54	97
Position 2	6	46	38	82	48	71
Position 3	8	40	38	71	47	60
Position 4	5	44	36	65	47	67
Position 5	4	53	40	94	72	69

(b) Température à la surface interne du compresseur

Température à l'instant initial (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	38,5	42,6	89,8	68,8	62,6	91,1
Position 2	42,3	46,9	96,8	74,9	67,6	97,1
Position 3	40,7	44,4	88,6	69,4	62,6	88,8
Position 4	41,9	45,8	97,5	73,5	66,5	97,1
Position 5	44,2	47,1	96,8	74,4	67,5	98,8
Température de stabilisation (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	42,6	89,8	68,8	62,6	91,1	36,9
Position 2	46,9	96,8	74,9	67,6	97,1	39
Position 3	44,4	88,6	69,4	62,6	88,8	37,6
Position 4	45,8	97,5	73,5	66,5	97,1	38,8
Position 5	47,1	96,8	74,4	67,5	98,8	41
Constante de temps (sec)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	64	47	40	155	53	66
Position 2	57	37	29	147	45	53
Position 3	59	36	28	147	42	54
Position 4	51	34	25	140	38	50
Position 5	45	33	23	144	39	46

Tableau IV - 2 : Ordres de grandeur de valeurs initiales, finales et de constantes de temps pour : (c) Température d'air à la sortie du compresseur et (d) Température d'air à la sortie de la turbine. La couleur rouge désigne la première catégorie et la couleur bleue la deuxième catégorie.

<i>(c) Température d'air à la sortie du compresseur</i>						
Température à l'instant initial (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	39,4	46,7	110,8	80,2	72,2	113,8
Température de stabilisation (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	46,7	110,8	80,2	72,2	113,8	35,5
Constante de temps (sec)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	77	79	60	92	81	77

<i>(d) Température d'air à la sortie de la turbine</i>						
Température à l'instant initial (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	86,6	86,8	71,7	70,7	27,4	29,1
Température de stabilisation (°C)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	86,8	71,7	70,7	27,4	29,1	41,1
Constante de temps (sec)						
	PT-FCT-1	PT-FCT-2	PT-FCT-3	PT-FCT-4	PT-FCT-5	PT-FCT-6
Position 1	53	49	62	82	77	68

D'après les tableaux ci-dessus, nous pouvons observer les tendances suivantes :

- la catégorie d'évolution des flux échangés à la surface interne du compresseur ainsi que le signe (flux absorbé positif ou flux dégagé négatif) est fortement dépendant du point de fonctionnement thermique testé, autrement dit en relation avec le rapport de compression et les deux débits d'air du compresseur et de la turbine. Par exemple, pour le point de fonctionnement N=1, nous remarquons pour toutes les positions instrumentées que le flux échangé est un flux négatif (dégagé) de la première catégorie (croissant en valeur absolue avec le temps alors que pour le point de fonctionnement thermique 2, le flux échangé est un flux positif (absorbé) de la deuxième catégorie (décroissant en valeur absolue avec le temps).
- la catégorie d'évolution de la température à la surface interne du compresseur (température croissante ou décroissante avec le temps) est fortement dépendante du point de fonctionnement thermique testé mais aussi de la température initiale.
- les valeurs asymptotiques de températures et de flux varient fortement entre les différents points de fonctionnement thermiques. Elles dépendent donc essentiellement de la température d'air à l'entrée de la turbine, du rapport de compression, et des débits d'air en entrées du compresseur et de la turbine, mais on ne peut pas prédire de tendance typique simple à partir d'un seul de ces paramètres.
- les constantes de temps des évolutions de températures et de flux varient entre les différents points de fonctionnement. En d'autres termes, elles ne dépendent pas que de l'organe, mais aussi des températures de surface et des paramètres de fonctionnement du système de turbo-compression : le taux de compression et les débits d'air du compresseur et de la turbine.

- la stabilisation de la température d'air en sortie turbine est plus rapide que celle de l'air en sortie compresseur. Par exemple, dans les tableaux IV-2 c et d, la constante de temps moyenne de la température en sortie compresseur est de 78s contre 65s pour la température en sortie turbine.

IV.3. Modélisation globale des transferts thermiques

Dans cette partie nous présentons une modélisation globale des transferts thermiques pour un système de turbocompresseur.

Aujourd'hui tous les constructeurs de turbocompresseur utilisent l'hypothèse d'adiabaticité pour caractériser leurs produits. Cette hypothèse estime qu'aucun transfert thermique n'a lieu au sein du turbocompresseur ni avec son entourage (Figure IV- 21-(a)). De même chez les constructeurs automobiles, cette hypothèse est utilisée dans les différents codes de calcul employés pour la simulation du moteur. Avec cette notion, le turbocompresseur peut être modélisé d'après les équations (101-104).

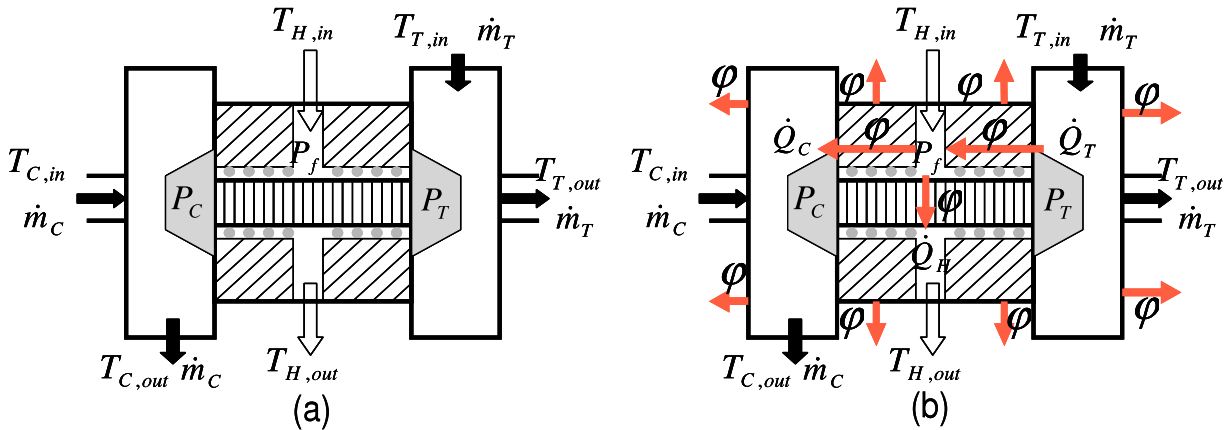


Figure IV- 21: modélisation d'un turbocompresseur (a) en état adiabatique, (b) avec les flux thermiques les plus significatifs

$$\Delta \dot{H}_C = \dot{m}_C \times C_p \times (T_{C,out} - T_{C,in}) = \dot{P}_C \quad (100)$$

$$\Delta \dot{H}_T = \dot{m}_T \times C_p \times (T_{T,in} - T_{T,out}) = \dot{P}_T \quad (101)$$

$$\Delta \dot{H}_H = \dot{m}_H \times C_H \times (T_{H,out} - T_{H,in}) = \dot{P}_f \quad (102)$$

$$\dot{P}_T = \dot{P}_C + \dot{P}_f \quad (103)$$

En se basant sur le rendement isentropique du compresseur (fourni par le constructeur), la température en sortie peut être calculée d'après l'équation suivante :

$$T_{C,out} = T_{C,in} + \frac{T_{C,in}}{\eta_C} \left(\left(\frac{P_{C,in}}{P_{C,out}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (104)$$

Par la suite la puissance consommée par le compresseur peut être déterminée.

De la même manière, on peut calculer la température de sortie turbine. En général les constructeurs de turbocompresseur fournissent une cartographie turbine qui intègre le rendement mécanique. Dans ce cas, afin de calculer le rendement isentropique, il suffit de fixer une valeur du rendement mécanique. En se basant sur le rendement isentropique, la température en sortie de la turbine peut être calculée et par la suite la puissance fournie.

$$T_{T,out} = T_{T,in} + \eta_C T_{T,in} \left(\left(\frac{P_{T,in}}{P_{T,out}} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (105)$$

Les observations expérimentales ainsi que certaines études relevées dans la littérature ont remis en cause le caractère adiabatique des transformations ayant lieu dans les turbocompresseurs. Ces transferts thermiques peuvent être illustrés comme indiqué sur la Figure IV- 21-(b).

Par la suite, afin de limiter les inconnues à calculer et dans le but de cibler l'étude sur les transferts internes entre la turbine et le compresseur on choisit de modéliser le cas d'un turbocompresseur isolé de son entourage. De ce fait, les transferts thermiques vers l'extérieur sont annulés. Pour cette étude, ce cas correspond à l'exemple du turbocompresseur enrobé par une matière isolante (Figure IV- 22).

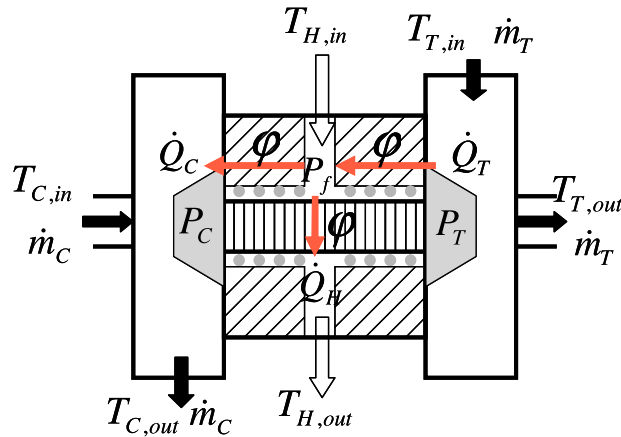


Figure IV- 22: modélisation des transferts thermiques pour un système isolé de l'extérieur

Le bilan d'équation est alors modifié et on aboutit au système suivant :

$$\Delta \dot{H}_C = \dot{m}_C \times C_p \times (T_{C,out} - T_{C,in}) = \dot{P}_C + \dot{Q}_C \quad (106)$$

$$\Delta \dot{H}_T = \dot{m}_T \times C_p \times (T_{T,in} - T_{T,out}) = \dot{P}_T - \dot{Q}_T \quad (107)$$

$$\Delta \dot{H}_H = \dot{m}_H \times C_H \times (T_{H,out} - T_{H,in}) = \dot{P}_f + \dot{Q}_H \quad (108)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_C + \dot{Q}_H \quad (109)$$

$$\dot{P}_T = \dot{P}_C + \dot{P}_f \quad (110)$$

Suite à la réalisation de la mesure des différents débits et température d'entrée et de sortie de la turbine, du compresseur et de l'huile, six inconnues restent à calculer : \dot{Q}_C , \dot{Q}_T , \dot{Q}_H , P_T , P_C , P_f .

Ce système de 5 équations (107-111) fait ressortir six inconnues.

Il manque une équation pour résoudre le système. Une solution est de tester le turbocompresseur dans des conditions de fonctionnement adiabatique. Dans ces conditions, le système d'équations se réduit à celui présenté au début de cette partie par les équations (101-104)

L'hypothèse utilisée pendant la thèse de Mickael Cormerais [137] était que les transferts thermiques du côté du compresseur avaient lieu au niveau de la volute. Cette hypothèse est reprise par la suite dans ce modèle. Dans ce cas, le travail du compresseur n'est pas affecté par les transferts thermiques. On peut alors déduire les transferts thermiques en écrivant :

$$\dot{Q}_{C_T^{\circ}} = \dot{m}_C \times C_p \times (T_{C,out} - T_{C,in}) - \dot{P}_C \quad (111)$$

$$\text{Or } \dot{P}_C = \dot{m}_C \times C_p \times (T_{C,out_adia} - T_{C,in}) \quad (112)$$

$$T_{C,out_adia} = T_{C,in} + \frac{T_{C,in}}{\eta_{C_adia}} \left(\left(\frac{P_{C,in}}{P_{C,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (113)$$

Soit finalement :

$$\dot{Q}_{C_T^{\circ}} = \dot{m}_C \times C_p \times T_{C,in} \times \left(\left(\frac{P_{C,in}}{P_{C,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \times \left(\frac{1}{\eta_{C_T^{\circ}}} - \frac{1}{\eta_{C_adia}} \right) \quad (114)$$

La Figure IV- 23 présente, pour trois vitesses de rotation du compresseur (50 000, 70 000 et 100 000 rpm), une comparaison entre les rendements du compresseur mesurés pour une condition adiabatique et les rendements mesurés pour une température d'entrée turbine de 500°C. Ces résultats montrent un écart important entre les deux rendements mesurés et surtout à faible régime.

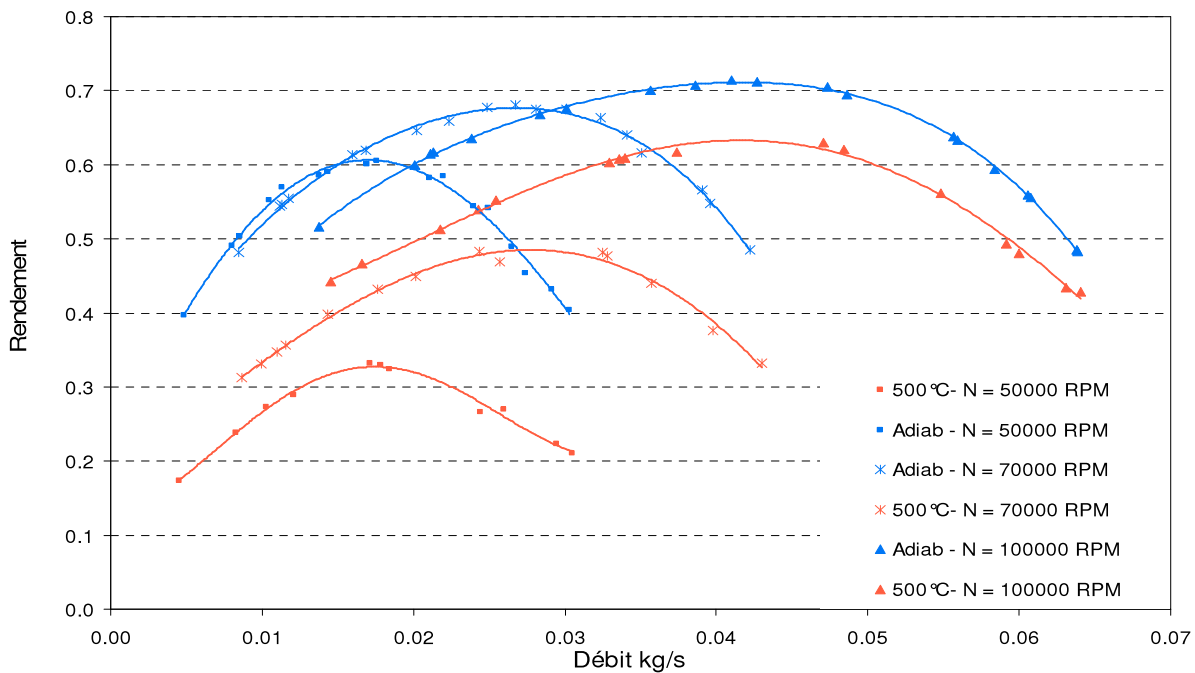
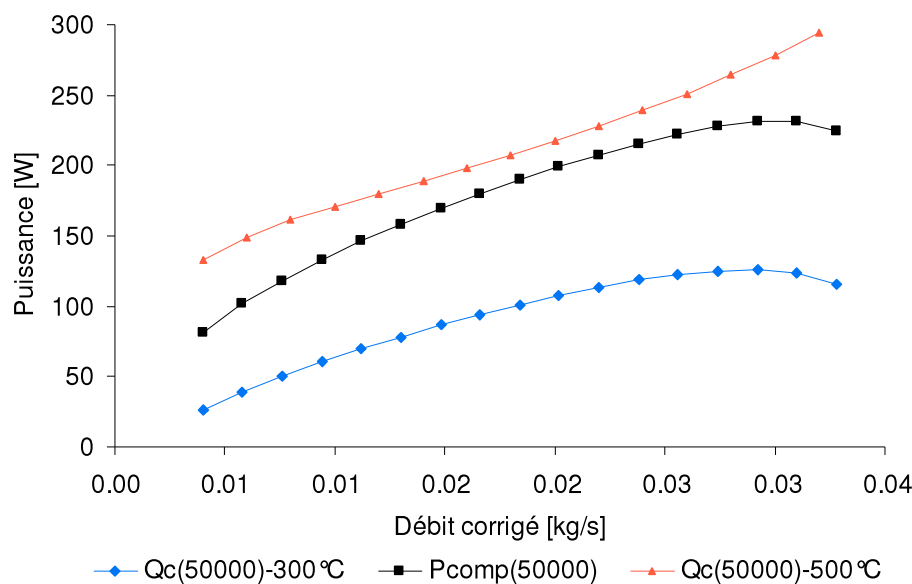
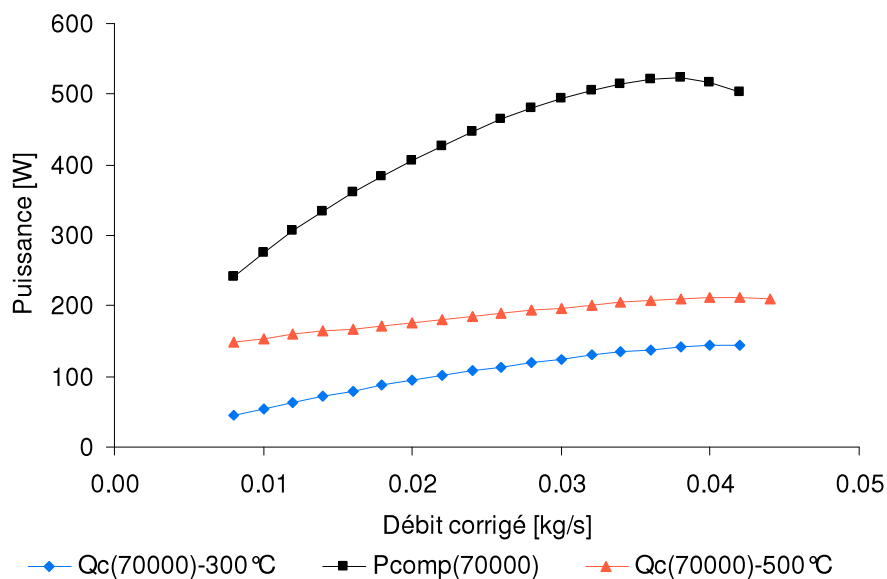


Figure IV- 23: comparaison des rendements compresseur calculés en adiabatique et pour une température turbine de 500°C pour différents régimes de rotation

Par la suite, les résultats des transferts thermiques obtenus à partir de ce calcul sont représentés dans la Figure IV- 24.



(a)



(b)

Figure IV- 24: calcul de la quantité d'énergie due au transfert thermique pour une température d'entrée turbine de 300°C et de 500°C et celle due au travail de compression, pour une vitesse de : (a) 50 000 tr/min, (b) 70 000 tr/min

A la suite de cette modélisation globale un petit bilan d'évaluation peut être dressé : l'avantage de cette méthodologie réside dans sa simplicité et dans la façon de présenter les effets du transfert thermiques sur le système de turbocompresseur d'une manière globale. D'autre part, son inconvénient est du au fait que cette modélisation a été établie sur une hypothèse non validée. De plus, même si cette hypothèse est validée, les résultats en sortie restent très globaux.

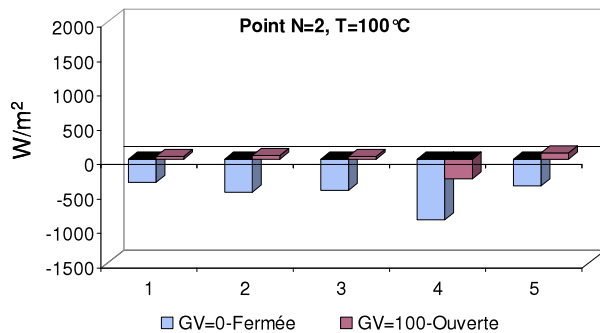
IV.4. Influence de l'aérodynamique sur le transfert thermique

IV.4.1. Influence de l'aérodynamique de la turbine sur le transfert thermique

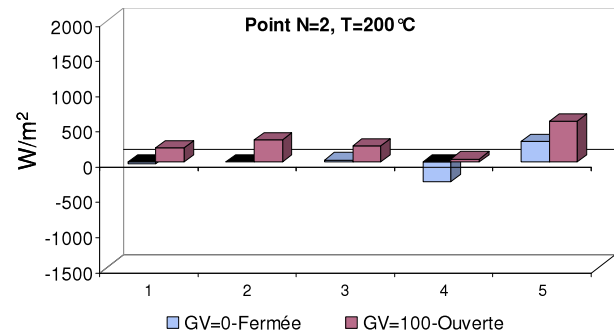
L'influence de la géométrie du distributeur de la turbine sur le transfert thermique vers le compresseur a été étudiée en régime stabilisé. La méthodologie consiste à mesurer les flux au niveau du plateau arrière pour le même point de fonctionnement thermique du compresseur, et pour deux positions différentes de la géométrie variable. Par la suite le point de fonctionnement du compresseur $N = 2$, est présenté pour les deux positions extrêmes du diffuseur (complètement ouvert $GV=100$ et complètement fermé $GV=0$). Ces mesures sont semblables à celles réalisées et présentées dans le paragraphe IV.2.2 en mesure thermique locale. La

Figure IV- 25 présente une comparaison des flux mesurés pour les deux positions d'ouvertures de la GV (0 et 100).

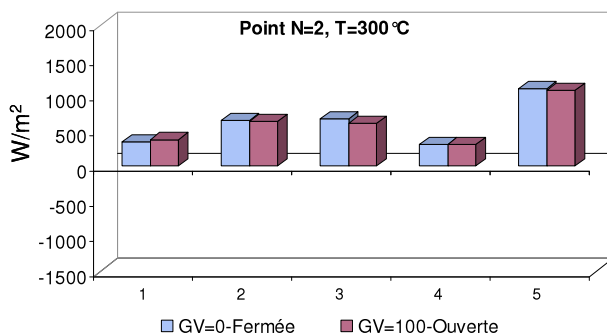
Les résultats de comparaison montrent une très faible influence de la géométrie du diffuseur turbine sur le flux thermique (en régime stabilisé) vers le compresseur. Les écarts remarquables dans les Figure IV- 25-(a et b) sont les conséquences de la variation de la température moyenne de la turbine due à une température en sortie turbine différente. Par exemple, pour le point de fonctionnement du compresseur $N=2$ et pour une température d'entrée turbine de 100°C , la température de sortie turbine est de 40°C plus faible pour la configuration $GV=0$ que pour la configuration $GV=100$. Cette différence est sûrement compensée par le débit, et par la suite peut être expliquée d'une façon évidente par le couplage débit température (principe de base du fonctionnement de la technique de la géométrie variable). En revanche, pour $N= 2$ et à partir d'une température d'entrée turbine de 300°C , on ne remarque aucune influence de la position de la GV sur les flux thermique mesurés. Dans ce cas, le gradient de la température moyenne entre la turbine et le compresseur devient largement grand, et par la suite les flux thermiques ne sont plus sensibles aux petites variations de la température moyenne de la turbine (voir Figure IV- 25-(c et d)).



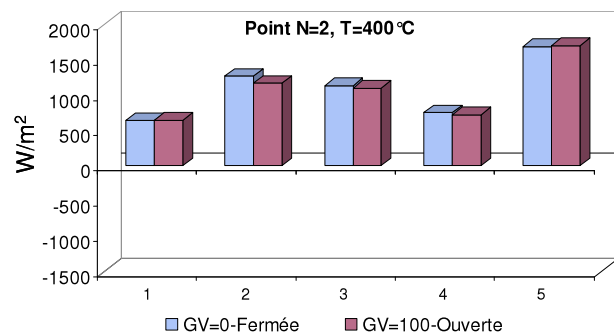
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure IV- 25 : influence des géométries du diffuseur turbine sur les transferts thermiques dans le compresseur

IV.4.2. Influence de l'aérodynamique en entrée compresseur sur les transferts thermiques

Après avoir testé l'effet de l'aérodynamique des différentes géométries à l'entrée du compresseur sur ses pertes internes et par conséquent sa puissance et son rendement, on cherche à tester l'effet de ces géométries sur le couplage aérothermique dans le compresseur. Pour cela, deux géométries (parmi les sept testées dans le chapitre III) ont été choisies pour servir à cette étude :

- Bulbe
- Double coude 90° coplanaire
-

La Figure IV- 26 montre les deux géométries testées avec les configurations de connections. Durant cette étude, le même turbocompresseur équipé de capteurs fluxmètres et présenté dans la section II.8.1. a été utilisé.

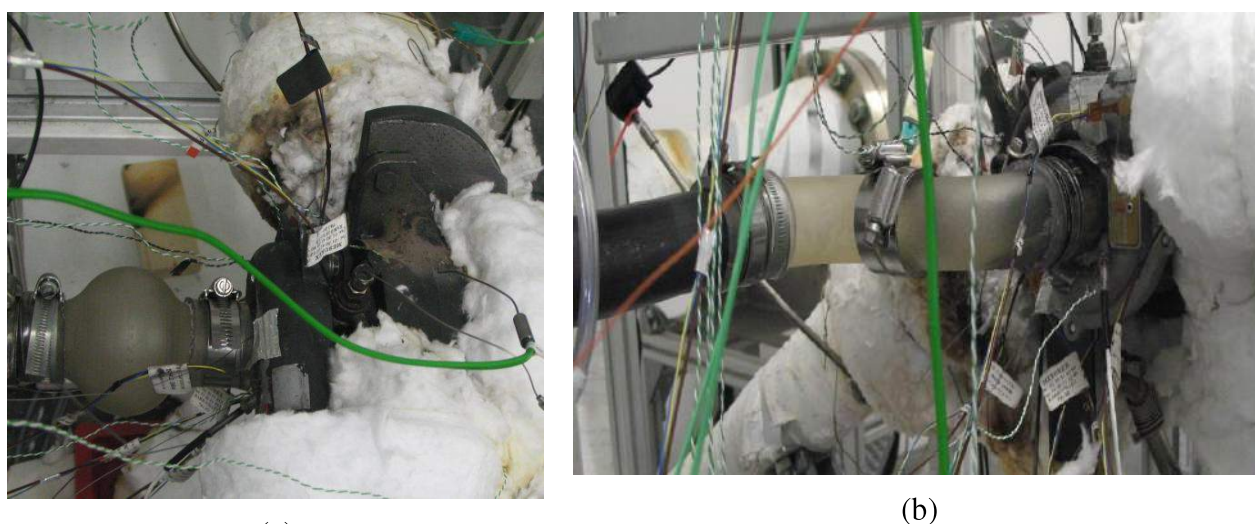


Figure IV- 26: étude de l'influence aérothermique (a) bulbe (b) double coudes coplanaires, testés en entrée compresseur

Afin de pouvoir comparer l'influence de l'aérodynamique sur les transferts thermiques, les mêmes points de fonctionnement du compresseur, qui ont servi dans la partie IV.2.2 (mesure thermique avec un tube droit à l'entrée du compresseur) ont été utilisés pour cette étude.

La méthodologie utilisée consiste à comparer, pour chaque point de fonctionnement thermique, les flux mesurés au niveau du plateau arrière et pour les trois conditions aérodynamique à l'entrée (Tube droit, Bulbe et Double coude 90° coplanaire).

Par la suite, dans la

Figure IV- 27, on présente les résultats pour les trois premiers points de fonctionnement du compresseur ($N=1$, $N=2$ et $N=3$) et pour deux conditions thermiques ($T=100^{\circ}\text{C}$ et $T=400^{\circ}\text{C}$).

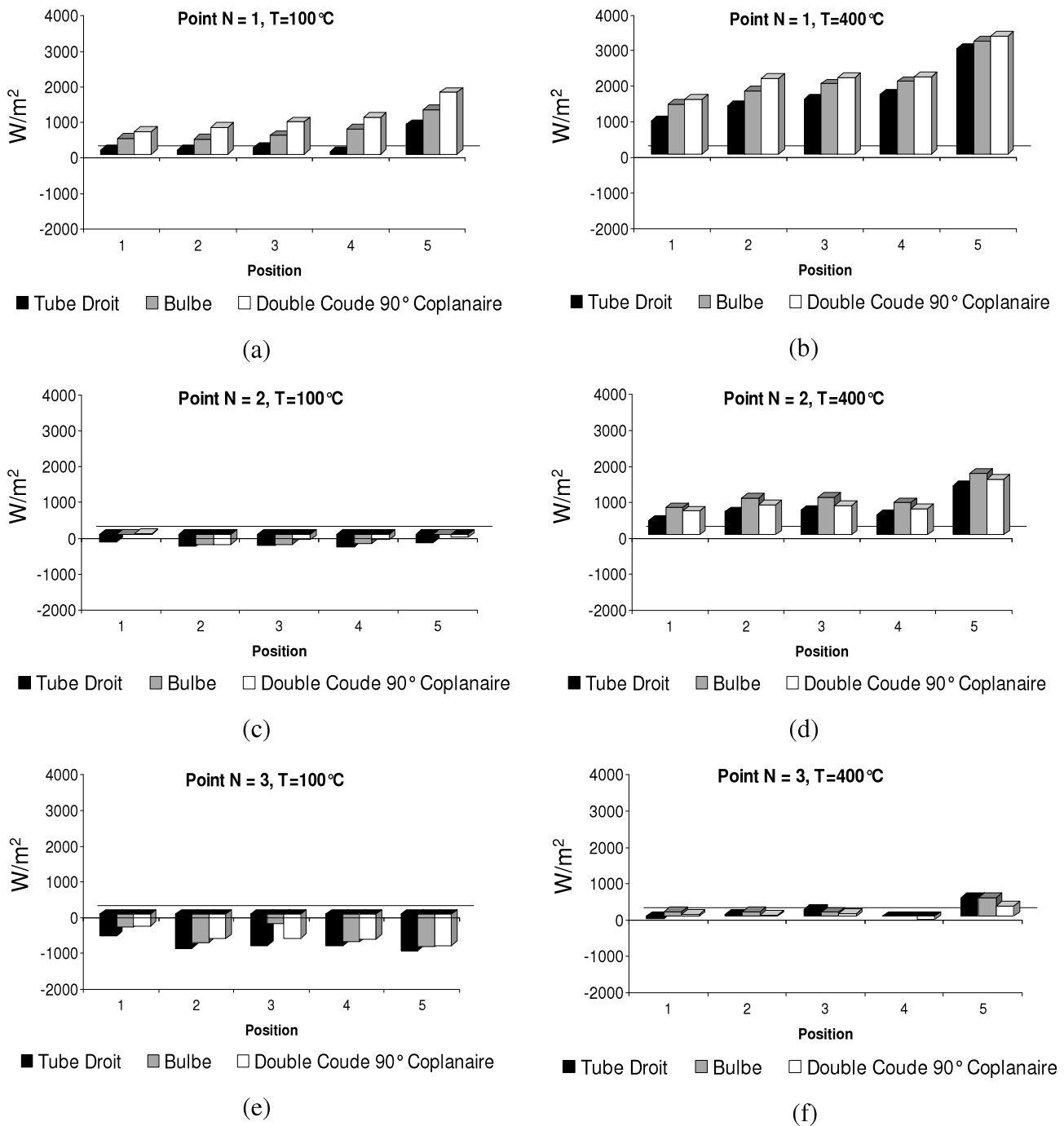


Figure IV- 27 :influence des géométries à l'entrée compresseur sur les transfert thermique dans le compresseur

Ces mesures ne montrent pas une influence directe de la géométrie à l'entrée du compresseur sur les transferts thermiques à travers le plateau arrière. Bien que la Figure IV- 27-(a et b) présente une croissance du flux mesuré (pour les cinq positions et pour les deux conditions thermiques) en relation avec la géométrie à l'entrée, le reste des résultats ne présente aucun couplage évident entre l'aérodynamique à l'entrée du compresseur et les évolutions des flux internes.

IV.5. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté l'étude de l'influence des transferts thermiques sur le fonctionnement de la turbine et du compresseur. Dans une première partie, les résultats de mesure des transferts thermiques par une caractérisation globale ont été présentés. Par la suite nous avons pu étudier les principaux flux thermiques internes au turbocompresseur pour des conditions stationnaires et transitoires. Par ailleurs, une modélisation globale des transferts thermiques a été réalisée en conditions stationnaire.

Finalement, une étude expérimentale du couplage des effets aérodynamiques et thermiques a été réalisée.

Conclusions générales et perspectives

Un enjeu important dans le développement d'un moteur thermique suralimenté est de pouvoir prédire le plus tôt possible l'influence du circuit d'air et des transferts thermiques sur le fonctionnement du turbocompresseur en particulier et du moteur en général pour permettre d'anticiper la recherche de solutions et l'optimisation du couplage turbocompresseur/moteur.

C'est pourquoi, durant un grand nombre de phases du développement de moteurs suralimentés, des codes de simulation des performances (0D, 1D) sont fréquemment employés. Ces codes de calcul utilisent les cartographies (débits, taux de compression/détente et rendements) du compresseur et de la turbine mesurées au banc organe turbocompresseur (gaz stand).

Bien que l'échappement du moteur soit dominé par des écoulements pulsés et instationnaires, les caractéristiques d'un compresseur et de la turbine sont mesurées sur banc d'essai en conditions stationnaires. De plus, le moteur est équipé de lignes d'admission et d'échappement à architecture complexe (coudes, changement de section, ...) alors que les turbomachines sont mesurées avec des tubes droits. Enfin le moteur génère des variations de températures d'échappement importantes dues à la grande plage de fonctionnement alors que les caractéristiques des turbomachines sont mesurées avec des conditions thermiques uniques.

Ainsi, le travail de thèse s'est centré autour de la prise en compte des conditions réelles de fonctionnement de la turbomachine dans son environnement de travail pour permettre de créer les ponts nécessaires entre l'environnement gaz stand et celui du moteur.

C'est dans ce cadre que se sont intégrés les objectifs et la démarche de cette thèse qui s'articule naturellement autour de trois axes :

- le développement de moyen d'essai pour l'analyse expérimentale,
- une étude expérimentale et numérique de l'influence de géométries du circuit d'air sur le fonctionnement du compresseur,
- une analyse expérimentale et une modélisation des transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur et de leurs influences sur les caractéristiques de la turbomachine.

Afin de pouvoir analyser l'influence aérothermique sur le fonctionnement du turbocompresseur, dans un premier temps, un banc d'essai turbocompresseur à été mis au point au sein du Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Nantes. Dans un second temps, différentes techniques de mesures ont été expérimentées pour les besoins du sujet : LDA, PIV, Caméra thermique, Fluxmétrie,...

Disposant de ces moyens expérimentaux, le deuxième objectif a été d'analyser l'influence de différentes géométries sur le comportement du compresseur afin d'améliorer notre compréhension de l'influence aérodynamique à l'entrée du compresseur.

Pour cela, des méthodologies mesures/simulations ont été mises au point. Tout d'abord, des cartographies du champ compresseur ont été réalisées pour différentes géométries d'entrée. Ces mesures nous ont permis de quantifier leur effet de façon globale sur le champ de fonctionnement du compresseur. Afin de pouvoir expliquer les différentes influences générées, une connaissance plus approfondies des caractéristiques de l'écoulement s'est avérée nécessaire. Pour cela, des mesures LDA et des calculs CFD ont été réalisés afin de caractériser l'écoulement en sortie des différentes géométries. A l'issue de ces caractérisations (LDA et CFD), des analyses physiques ont été élaborées afin d'expliquer le lien entre les différentes géométries et leur influence sur le champ compresseur.

Plusieurs explications pour différents phénomènes liés à l'influence des conduites d'entrée ont été apportées dans la partie liée à l'étude aérodynamique :

- parmi toutes les géométries testées à l'entrée du compresseur, le bulbe est celui qui assure la meilleure stabilité à faible débit et par la suite la plus grande marge de gain par rapport à la limite de pompage relativement à une entrée en tube droit.
- l'influence positive du bulbe sur la limite de pompage revient aux champs de vitesse de l'écoulement induit en sortie de la géométrie et mesuré par LDA et calcul CFD. Cet écoulement axisymétrique est caractérisé par un profil identique à celui d'un tube droit au centre du tube avec un épaulement sur la périphérie. Cette augmentation de vitesse dans la zone proche à la paroi modifie le triangle des vitesses à l'entrée de la roue (du côté de la tête d'aube) et ainsi diminue l'angle d'incidence positif en proche pompage.
- la géométrie du double coude perpendiculaire est aussi importante d'un point de vue de sa richesse en information. Cette géométrie permet d'avoir deux configurations à effet différent sur le compresseur. Au moment où la première de ces configurations génère un écoulement secondaire positif (globalement avec un tourbillon dominant), la deuxième génère un écoulement secondaire négatif (globalement avec un tourbillon dominant). Ces deux géométries, comme les mesures globales l'ont montré, influencent d'une manière antagoniste les deux zones (à incidence + ou -) du champ compresseur. De même, ces deux géométries ne présentent aucune influence sur la limite de pompage du compresseur.
- finalement la géométrie à double coudes coplanaires s'avère la plus nuisible pour le taux de compression et le rendement du compresseur. Cette géométrie génère un écoulement en sortie à quatre cellules tourbillonnaires et par la suite impacte l'incidence à l'entrée du compresseur d'une manière désordonnée. Ceci contribue à l'augmentation des pertes par incidence et de frottement dans la roue d'une manière significative.
- finalement, l'influence du compresseur sur l'écoulement d'entrée a été étudiée pour les deux géométries axisymétriques (tube droit et bulbe). Les résultats de mesure LDA ne présentent aucun signe de développement d'un écoulement secondaire, par contre la mesure de l'intensité de turbulence révèle un niveau trois fois plus haut en présence d'un compresseur. De même, l'analyse spectrale présente des spectres d'énergie qui suivent la loi classique de $-5/3$, ce qui signifie que jusqu'à la fréquence de coupure de $1.E+05$, le compresseur ne semble pas générer de pics d'énergie pour des fréquences précises.

Une première perspective de développement serait de reprendre cette méthodologie sur d'autres turbomachines : de même type mais de taille différente, de même taille mais de technologies différentes (modification de la géométrie de la roue, du diffuseur, de la volute, utilisation de carter "port shrouded", ...).

Une fois ces travaux réalisés, une modélisation à base de modèles mathématiques simples (équations d'Euler et prise en compte des principales pertes aérodynamiques) serait nécessaire pour permettre de prédire l'effet d'un champ de vitesse sur le fonctionnement du compresseur.

Enfin, le même type d'analyse serait à réaliser sur la turbine.

Finalement le troisième objectif a été d'analyser l'influence des transferts thermiques sur le fonctionnement de la turbine et du compresseur.

Dans une première partie, l'influence des transferts thermiques sur les caractéristiques globales du compresseur et de la turbine sont présentés. Il est bien clair que les compresseurs de suralimentation utilisés en propulsion automobile ne sont pas adiabatiques et que cette hypothèse engendre des erreurs non-négligeables surtout pour les points de fonctionnement à faible charge du moteur. Il s'agit de tenter de calculer les principaux flux thermiques interne au turbocompresseur à partir de mesure de champ compresseur et turbine. A l'issue de cette étude globale, une deuxième étude locale des flux thermiques est détaillée. Celle-ci est entreprise afin de connaître les principales zones de transferts et ainsi mieux comprendre les résultats obtenus dans l'étude globale.

Suite à l'analyse thermique, plusieurs zones d'ombre ont pu être élucidées :

- le fonctionnement du compresseur et de la turbine dans sa configuration sous capot est d'une manière générale non adiabatique. Par la suite, l'erreur induite est due à l'utilisation de formulation du rendement isentropique du compresseur et de la turbine pour des transformations plus ou moins non adiabatiques. Cet écart prend de l'ampleur surtout pour les points de fonctionnement à bas régime.
- les transferts thermiques supposés généralement positifs vers le compresseur, sont très dépendant du point de fonctionnement de la turbomachine. Cependant, pour des points de fonctionnement du compresseur à faible charge, des transferts thermiques inversés (négatifs, pertes thermiques du compresseur vers l'extérieur) peuvent avoir lieu.
- en régime transitoire l'évolution des températures de parois et des flux thermiques est de formes exponentielles. Ces formes ont été modélisées et vérifiées afin d'être intégrées ultérieurement dans un code de calcul.
- une modélisation des transferts thermiques vers le compresseur a été réalisée. Elle a pour objectif de calculer la quantité d'énergie globale transférée vers le compartiment du compresseur en fonction de la température d'entrée turbine et du débit d'air du compresseur. Le principe de cette méthode est basé sur l'hypothèse que les transferts thermiques ont lieu après compression. Cette modélisation basée sur une hypothèse non validée, peut toujours être intéressante d'un point de vue tendances thermique.
- finalement les modifications aérothermiques du côté turbine et du côté compresseur ne semblent pas l'influencer les transferts thermiques.

De la même façon que pour la partie aérodynamique, une première perspective serait de reprendre ce type d'étude sur d'autres turbomachines : de tailles différentes, de technologies différentes (turbine à géométrie fixe, double scroll,). Puis, dans une seconde étape, le travail de modélisation stationnaire et transitoire serait à reprendre également.

D'autre part, une modélisation de la densité de flux thermique à travers le plateau du compresseur pourrait être développée. Cependant la quantification de l'ensemble des transferts thermiques vers le compresseur nécessitera une estimation de la part transférée dans la roue lors de la compression. Cette part peut être significative et par la suite nécessitera un complément d'étude.

Finalement, un lien avec les travaux de modélisations des pertes mécaniques de la turbomachine sera réalisé à la fin du Projet DIAMS ainsi qu'un lien avec les travaux de simulation 3D de la turbomachine. De même, des comparaisons avec des résultats mesurés en régime pulsé seront utiles à la compréhension de l'influence du couplage aérothermique.

ANNEXES

ANNEXE A

Formulation du coefficient de convection

Les formulations sont présentées en deux parties : convection naturelle et convection forcée.

Convection naturelle

Nous considérons la convection naturelle autour d'une surface plane horizontale de section A et de température de surface T_p (Figure A - 1).

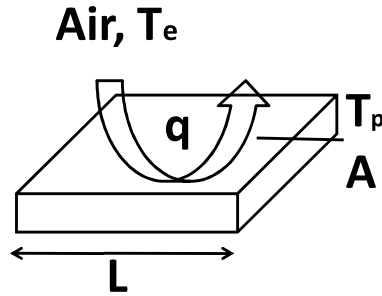


Figure A - 1 : schéma d'une surface plane échangeant par convection naturelle avec l'air libre.

Le nombre de Nusselt est défini par la relation suivante :

$$Nu = \frac{h.L}{k} = \frac{q.L}{A.(T_p - T_e).k} \quad (115)$$

Où

L est la dimension de la surface qui est perpendiculaire au flux convectif ;

k est la conductivité thermique du matériau de la surface ;

q est le flux convectif échangé ;

Le nombre de Nusselt Nu peut être calculé par la relation suivante [203]

$$Nu = \left[(Nu_l)^m + (Nu_t)^m \right]^{\frac{1}{m}} \quad (116)$$

Avec l'indice l pour laminaire et t pour turbulent et m un paramètre qui dépend de la forme et de l'orientation de la surface. D'après l'étude bibliographique et pour des cas similaire à notre expérience, $m=10$ [202,203].

Les deux nombres de Nusselt (laminaire et turbulent) sont donnés par les corrélations suivantes :

$$Nu_l = \frac{1,4}{\ln \left[1 + \frac{1,4}{Nu^T} \right]} \quad (117)$$

$$Nu_t = C_t^H . Ra^{\frac{1}{3}} \quad (118)$$

Où

$$Nu^T = 0,835 \overline{C_l} Ra^{\frac{1}{4}} \quad (119)$$

$$\overline{C}_l = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \quad (120)$$

$$C_t^H = 0,14 \left[\frac{1 + 0,0107 Pr}{1 + 0,01 Pr} \right] \quad (121)$$

Dans les différentes formules ci-dessus, les propriétés thermophysiques du fluide (air) sont considérées à une température moyenne entre celle de la surface de la plaque et celle de l'air extérieur.

Convection forcée

Considérons maintenant la convection forcée autour d'une surface plane horizontale d'aire A et de température T_p . Par analogie avec la couche limite dynamique, il se développe une couche limite thermique proche de la paroi (*Figure A - 2*).

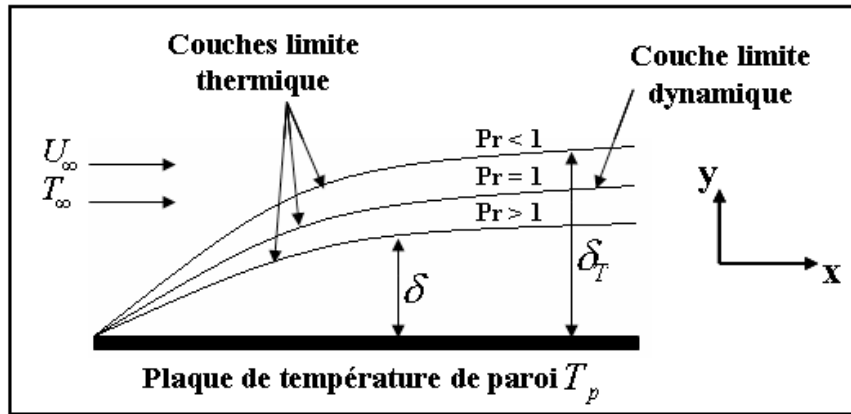


Figure A - 2 : développement de couches limite dynamique et thermique autour d'une paroi en convection forcée.

Dans cette couche, la température du fluide varie de T_p à la surface à T_∞ à l'extérieur de la couche limite (température de l'écoulement infini). L'épaisseur δ de la couche limite dynamique dépend du nombre de Reynolds Re_x tandis que l'épaisseur δ_T de la couche limite thermique dépend à la fois du nombre de Reynolds Re_x et du nombre de Prandtl Pr . En appelant Re_{cr} le nombre de Reynolds pour lequel se produit la transition laminaire – turbulent, on a :

$$Re_x < Re_{cr} :$$

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{x} &= \frac{5}{\sqrt{Re_x}} & Pr > 0.7 & \quad \frac{\delta}{\delta_T} = Pr^{1/3} \\ & & Pr << 1 & \quad \frac{\delta}{\delta_T} = Pr^{1/2} \end{aligned} \quad (122)$$

$$Re_{cr} < Re_x :$$

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0.37}{Re_x^{0.2}} \quad \delta \approx \delta_T \quad (123)$$

Il est parfois recommandé de calculer un coefficient de convection moyen au niveau de la surface de la plaque avec une température de surface uniforme :

$$h_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_x . dx \quad (124)$$

où L est la longueur de la plaque dans la direction de l'écoulement du fluide.

Couche limite laminaire ($Re_x < Re_{cr}$, $Re_L < Re_{cr}$)

Pour une température de surface uniforme, le nombre de Nusselt Nu_x basé sur le coefficient de convection local est donné par [203] par :

$$Nu_x = \frac{0.3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \quad (125)$$

$$Nu_x = \frac{Re_x^{1/2} Pr^{1/2}}{(27.8 + 75.9 Pr^{0.306} + 657 Pr)^{1/6}} \quad (126)$$

Pour une densité de flux uniforme sur la surface, le nombre de Nusselt local est donné [203] par :

$$Nu_x = \frac{0.886 Re_x^{1/2} Pr^{1/2}}{\left[1 + \left(\frac{Pr}{0.0207} \right)^{2/3} \right]^{1/4}} \quad (127)$$

Couche limite turbulente ($Re_x > Re_{cr}$, $Re_L > Re_{cr}$)

Le nombre de Nusselt local est donné par les corrélations suivantes :

$$\begin{aligned} Re_{cr} < Re_x < 10^7 : \\ Nu_x &= 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \end{aligned} \quad (128)$$

$$\begin{aligned} 10^7 < Re_x : \\ Nu_x &= 1.596 Re_x (\ln Re_x)^{-2.584} Pr^{1/3} \end{aligned} \quad (129)$$

ANNEXE B

Fichiers de mesures de champ compresseur et turbine

Nom :

Date :

Ficher :

Objet :

TGV : 100

Tconsigne :

Phuile :

Pet :

EVT 28	EVT 30	EVT 32		EVT 34	EVT 36		EVT 38
100	100	100		100	100		100
75	80	80		80	80		80
50	70	70		70	70		70
40	60	60		60	60		60
34	50	50		55	55		55
P-1	45	45		50	50		50
	40	40		45	45		45
	35	36		40	40		40
	P-1	P-1		P-1	P-1		P-1
	EVT 40		EVT 42		EVT 44		EVT 46
	100		100		80		80
	70		80		70		70
	80		70		60		60
	60		60		55		55
	55		55		50		50
	50		50		45		45
	45		45		40		40
	40		40		P-1		P-1
	P-1		P-1				
	EVT 48		EVT 50		EVT 52		
	80		80		80		
	70		70		70		
	60		60		60		
	55		55		55		
	50		50		50		
	45		45		45		
	40		40		40		
	P-1		P-1		P-1		

Commentaire :

ANNEXES

Nom :
Ficher :

Date :

Objet :

TGV :

Tconsigne : adia

Phuile :

Pet :

EVT 24	EVT 25	EVT 26	EVT 27	EVT 28	EVT 29	EVT 30	EVT 31
100 50 P-1 *	100 50 P-1 *	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1
EVT 32	EVT 33	EVT 34	EVT 35	EVT 36	EVT 37	EVT 38	EVT 39
100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 50 P-1	100 55 P-1	100 55 P-1
EVT 40	EVT 41	EVT 42	EVT 43				
80 55 P-1	80 55 P-1	80 55 P-1	80 55 P-1				

Commentaire :

N.B : Le terme EVT signifie « Electrovanne Turbine » et EVC signifie « Electrovanne Compresseur »

Le point noté « P-1 » correspond à la limite de pompage du compresseur.

ANNEXE C

Coudes de connection à l'entrée et sortie du compresseur et de la turbine

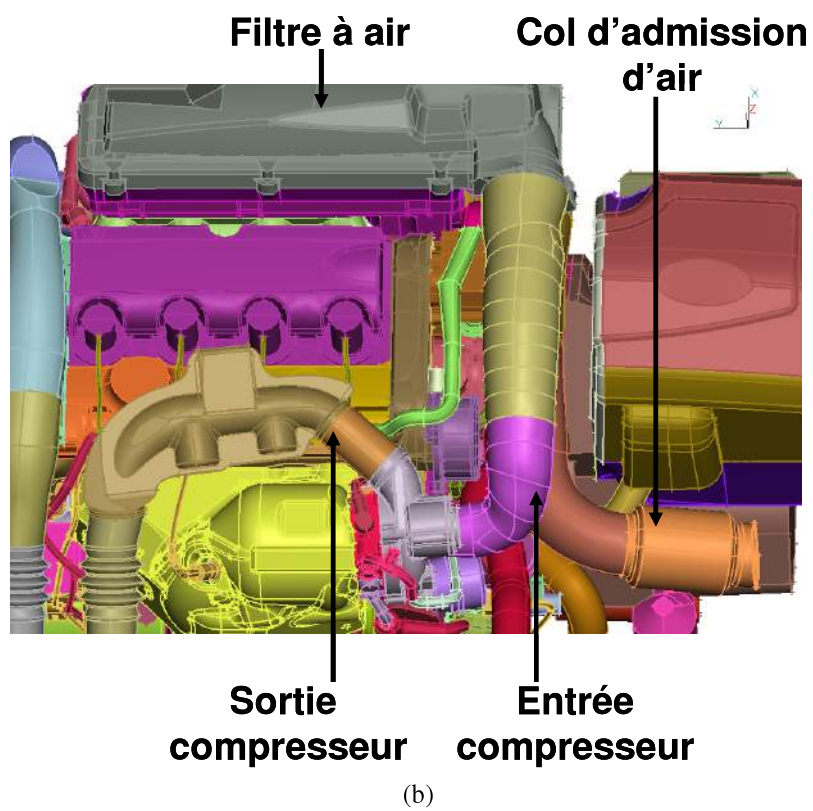
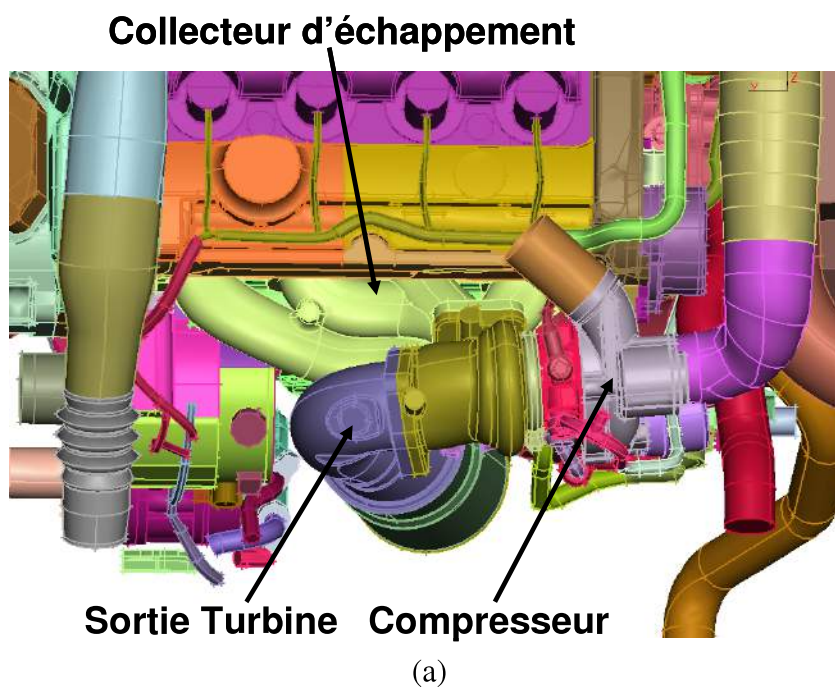


Figure A - 3 : (a, b) coudes de connection à l'entrée et sortie du compresseur et de la turbine

ANNEXE D

Statistique de turbulence

Dans ce paragraphe on s'intéresse à la comparaison des profils de l'énergie cinétique de turbulence (TKE) et de son taux de dissipation entre les différentes géométries étudiées.

Dans la figure A-4 qui compare le tube droit au bulbe et double coude coplanaire, on observe que le TKE et son taux de dissipation sont les plus élevés dans le double coude ce qui signifie que les structures turbulentes dans cette géométrie sont plus énergétiques et entraîne des niveaux élevés de vitesse fluctuante et de gradients de vitesse fluctuante.

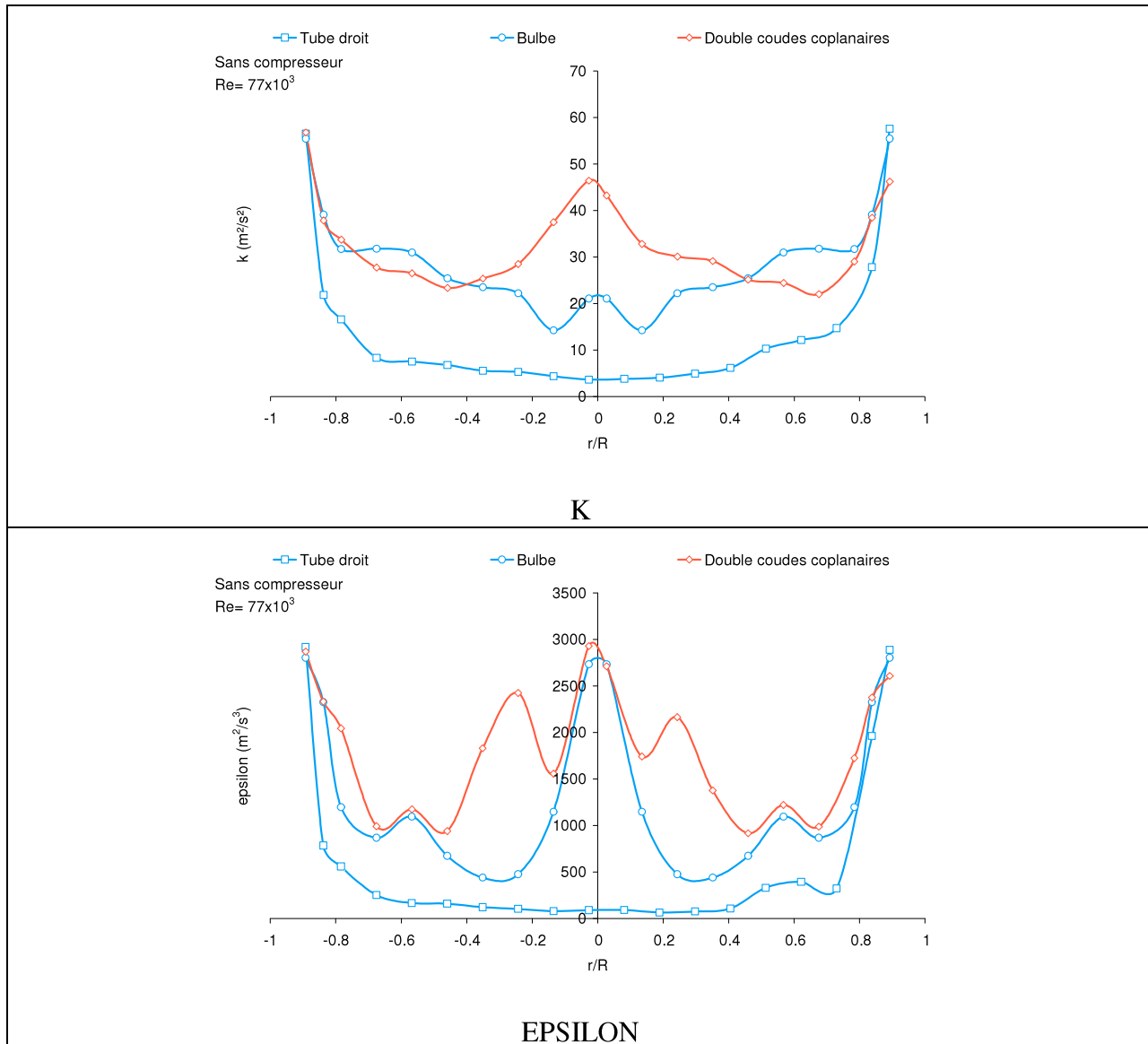


Figure A - 4 : comparaison des profils de l'énergie cinétique de turbulence (TKE) et de son taux de dissipation entre le bulbe et le tube droit.

La figure A-5 représente le TKE et son taux de dissipation dans le tube droit et les deux géométries coude 90° et double coudes perpendiculaires. La variation de TKE et son taux de dissipation sont quasiment identiques dans ces deux géométries singulières avec une différence significative par rapport au tube droit. Ces deux géométries représentent ainsi les niveaux les plus élevés de TKE et de son taux de dissipation de toutes les géométries étudiées.

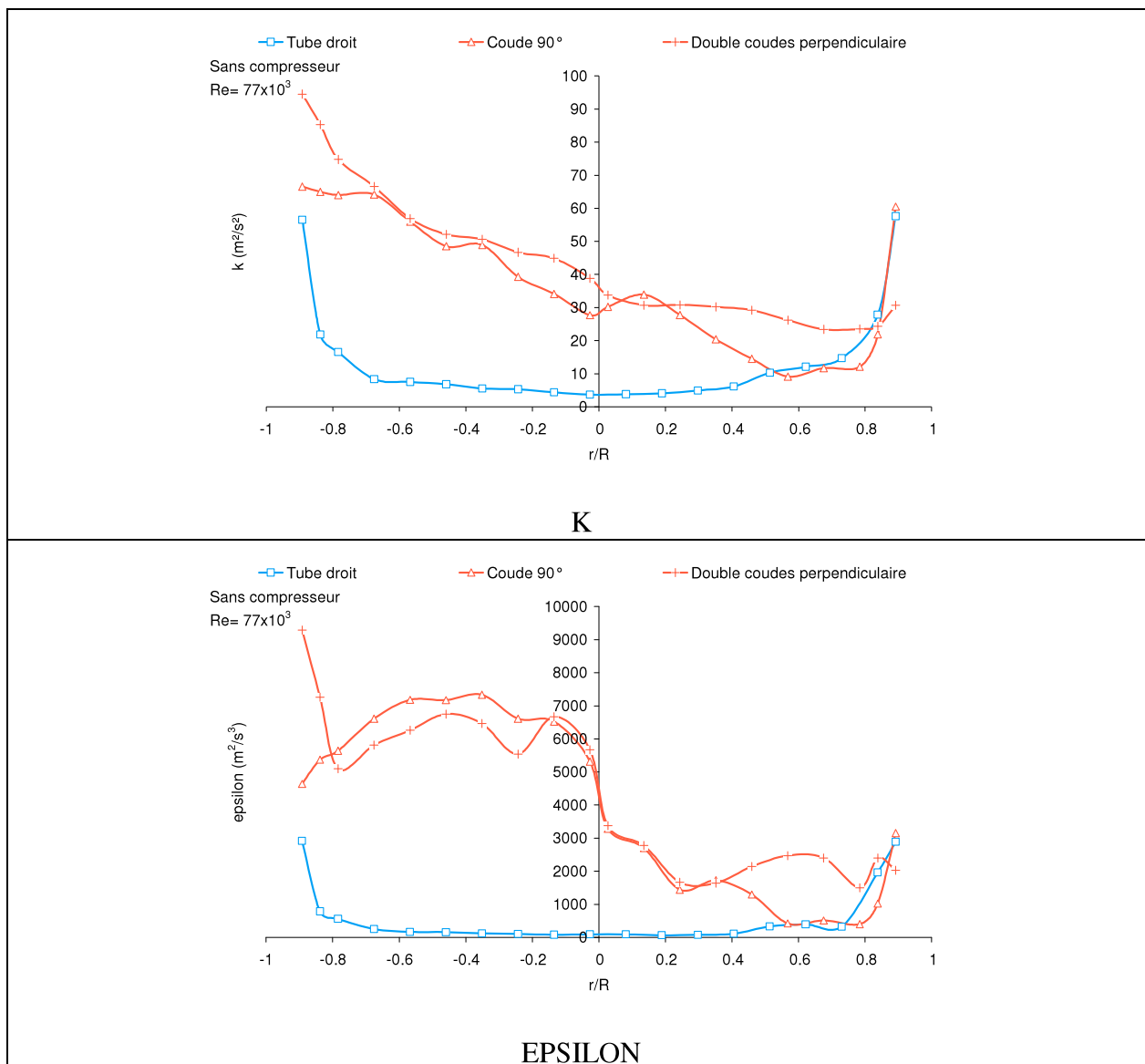


Figure A - 5: comparaison des profils de l'énergie cinétique de turbulence (TKE) et de son taux de dissipation entre le double coude perpendiculaire et le tube droit.

Références

1. **H.Foy**, La suralimentation appliquée aux turbocompresseurs. ETAI, 1994.
2. **Greiner, M., Hilzendeger, J., Rhode, W., Schmidt, A., Stehr, H.**, 2008. Das Aufladungskonzept des 2,0l-CR-103 kW-Motors von Volkswagen mit Hoch- und Niederdruck-Abgasrückführung zur Erfüllung der Bin5-Emissionsanforderungen. 13. Aufladetechnische Konferenz 2008, 25-26 September 2008, Dresden.
3. **Arnold, S., Groskreutz, M., Shahed, S.M., and Slupski, K.**, 2002. Advanced Variable Geometry Turbocharger for Diesel Engine Applications. SAE 2002-01-0161, SAE 2002 World Congress and Exhibition, March 2002, Detroit, MI, USA
4. **Gabriel, H., Lingenauber, R., and Ramb, T.**, Der Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) für den neuen Porsche 911 Turbo-Ein Meilenstein in der Ottomotorenaufladung. 11. Aufladetechnische Konferenz 2006, 21-22 September 2006, Dresden.
5. **Prtalier, J., Blanc, J.C., Garnier, F., Schorn, N., Kindl, H., Galindo, J., Jeckel, D., Uhl, P., Laissus, J.-J.**, Twin Turbo Boosting system design for the new generation of PSA 2,2 liter HDI Diesel engines. 11. Aufladetechnische Konferenz 2006, 21-22 September 2006, Dresden.
6. **Guilain, S., Lefebvre, A., Doleac, L., Schreiber, G., and Münz, S.**, Optimization of a small two-stage turbo-charged Diesel Engine. 11. Aufladetechnische Konferenz 2006, 21-22 September 2006, Dresden.
7. **Dietz, M., Eißler, W., Stasiukynas, R., Kimmelman, Ch., Wehnert, T., Müller, B.** 2006. Zweistufige Aufladung – eine Schlüsseltechnologie für anspruchsvolle Emissions – und Leistungsziele in der Sprinterklasse. 11. Aufladetechnische Konferenz 2006, 21-22 September 2006, Dresden.
8. **Heywood, J.B.**, Internal combustion engines fundamentals. McGraw-Hill Science Engineering 1988.
9. **Souchon, V., Fontaine, D. and Hoffmann, N.** 2009, Cooled EGR to reduce CO2 emission and allow stronger downsizing - PSA Peugeot Citroën. SIA INSA-Strasbourg - 2 et 3 Decembre 2009 Proc-Ref 2009-04.
10. **Descombes, G., Podevin, P., Charpentier, C.**, 2000, Effect of supercharging pressure on internal combustion engine performances and pollutants emissions, International ASME congress, ECOS'2000, Enschede, The Netherlands, July 5-7, 2000, pp. 703-711, ISBN 9036514665.
11. **Cooper, B., Jackson, N., Penny, I. and Beasley, M.** 2004. Technology Development to Meet the Future Demand for Passenger Car Diesel Engines with Lower Emissions and Higher Performance. Congrès Le diesel : aujourd'hui et demain – Ecole centrale Lyon – 12 et 13 mai 2004
12. **Bael, C., Park, S., and Kook, S.** 2006, the Influence of Intake Air Boosting and EGR on Diesel-Fueled HCCI Combustion in a DI-Diesel Engine. THIESEL 2006 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 12-15 september 2006, Valencia, Spain.
13. **Kobayashi, M., Aoyagi, Y., Adachi, T., Murayama, T., Noda, A., Goto, Y. and Suzuki, H.** 2008, Effects of High Boost and High EGR on the Super Clean Diesel Engine. The Seventh International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2008), July 28-31, 2008, Sapporo, Japan.
14. **Nickel, J., Sens, M., Grigoriadis, P., Pucher, H.**, 2005. Einfluss der Sensorik und der Messstellenanordnung bei der Kennfeldvermessung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern. 10. Aufladetechnische Konferenz 2005, 22-23 september 2005, Dresden.
15. **Capon, G., Leong, A., Morris, T.**, The influence on installing parameters on turbocharged automotive engine performance. 8th International conference on turbochargers and turbocharging. IMECHE, 17-18 May 2006, London.
16. **Mai, H.**, VFI-Project "TC-Mapping"- Parametrstudie zur Turbolader Kennfeldvermessung. 2nd Meeting, 9th June 2008, Berlin.

17. **Hammoud, J.A., Pluviose, M., Frelin, M., 1996**, Modélisation de compresseurs centrifuges de suralimentation. International Congress on Fluid Dynamics & Propulsion 1996, Cairo, Egypt.
18. **Japikse, D.** 1996, Centrifugal compressor design and performance. Wilder, Vermont 05088, USA: Concept ETI, Inc, 1996.
19. **Ayder, E., and Van den Braembussche, R. A., 1991**, “Experimental Study of the Swirling Flow in the Internal Volute of a Centrifugal Compressor,” ASME Paper No. 91-GT-7.
20. **Ayder, E., Van den Braembussche, R. A., and Brasz, J., 1993**, “Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute,” ASME Journal of Turbomachinery, 115(3), pp: 582–589.
21. **Ayder, E., and Van den Braembussche, R. A., 1994**, “Numerical Analysis of the Three-Dimensional Swirling Flow in a Centrifugal Compressor Volute,” ASME Journal of Turbomachinery., 116(3), pp: 462–468.
22. **Hagelstein, D., Hillewaert, K., Van den Braembussche, R. A., Engeda, A., Keiper, R., and Rautenberg, M., 2000**, “Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute,” ASME J. Turbomach., 122(1), pp: 22–31.
23. **Steglich, T., Kitzinger, J., Seume, J. R., Van den Braembussche, R. A. and Prinsier, J., 2008**, “Improved Diffuser/Volute Combinations for Centrifugal Compressors” ASME Journal of Turbomachinery JANUARY 2008, Vol. 130 ASME 011014-1.
24. **Baines N.C., 2005**, Fundamentals of turbocharging, Concepts NREC, ISBN 0-933283-14-8.
25. **Callot, S., 2002**, “Analyse des Mécanismes Macroscopiques Produits par les Interactions Rotor/Stator dans les Turbomachines”, Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon, France, 2002.
26. **Greitzer, E.M. 1976**, Surge and rotating stall in axial flow compressors, Part I: Theoretical compression system model. Journal of Engineering for Power, April 1976a, pp. 190-198.
27. **Greitzer, E.M. 1976**, Surge and rotating stall in axial flow compressors, Part II: Experimental results and comparison with theory. Journal of Engineering for Power, April 1976b, pp. 199-211.
28. **Pampreen, R.C., 1993**, Compressor surge and stall. Concepts ETI, Inc, first edition, 1993.
29. **Chesse, P., 1995**, Détermination des limites d'exploitation des diesel de forte puissance, Incidence des circuits de liaison moteur-turbocompresseur, instabilité et pompage des compresseur. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes 1995.
30. **Stein, A., Niazi, S., Sankar, L., 2000**, “Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressor”, Workshop on Goals and Technologies for Future Gas Turbines, Georgia Institute of Technology, USA, 2000.
31. **Gourdain, N. 2005**, Simulation numérique des phénomènes de décollement tournant dans les compresseurs axiaux. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Lyon 2005.
32. **Mizuki, S., Oosawa, Y. 1991**. “Unsteady Flow within Centrifugal Compressor Channels under Rotating Stall and Surge”, American Society of Mechanical Engineers, paper 91-GT-85, 1991.
33. **Püst, L. 1992**. “Modified Surge in an Axial Flow Compressor”, American Society of Mechanical Engineers, paper 92-GT-59, 1992.
34. **Day, I.J. 1992**. Stall and Surge in Axial Flow Compressor, 1992. Axial Flow Compressor, Lecture Series at Von Karman Institute for Fluid Dynamics, p.1-55, 1992.
35. **Haupt, U., Abdelhamid, A.N., Kämmer, N., and Rautenberg, M. 1985**. “Excitation of Blade Vibration by Flow Instability in Centrifugal Compressors”, American Society of Mechanical Engineers, paper 85-GT-93, 1985.
36. **Springer Vienna, 2007**, Charging the internal combustion engine, ISBN: 978-3-211-471133-5.
37. **Denton, J.D., 1993**, Loss mechanisms in turbomachines. Journal of Turbomachinery, October 1993, Vol. 115/621.

38. **Pluviose, M.** 2002, Génie énergétique, Machines à fluides, Principe et fonctionnement. Ellipses, ISBN 2-7298-1175-9.
39. **Whitfield, A., Baines, N.C.,** Design of radial turbomachines, 1990 Longman Press; Oxford.
40. **Augnier, R.H.,** 1995. Mean streamline aerodynamic performance analysis of centrifugal compressors. Trans. ASME. J. Turbomachinery, N 117, pp 360-366, 1995.
41. **Aungier, R.H.** Centrifugal compressors, A strategy for aerodynamic design and analysis, 2000, ASME PRESS, New York.
42. **Thanapandi, O., Prasad, R.,** Performance prediction and loss analysis of low specific speed submersible pumps. Proc inst Mech Engrs, Part A 1990, 204, 243-252.
43. **Descombes, G.,** Modélisation des performances d'un turbocompresseur de suralimentation
44. **Hammoud, J.A., Frelin, M., Garrigou Torchy, A., Podevin, P. 1996,** Modélisation de compresseurs centrifuges de suralimentation. 1996. Annuaire SIA 1997, Parution fin décembre 1996.
45. **Seume, J., Shaaban, A., Steglich, T., Keiper, R., Teetz, C.** 2005. Erstellung einer Kennfeldberechnungsmethode zur Inter-und Extrapolation des gemessenen Radialverdichterkennfeldes anhand vorhandener FVV-Ergebnisse. Vorhaben Nr. 823, 2005.
46. **Wallace, F.J., Cave, P.R., and Miles, J.** 1969. Performance of inward radial flow turbines under steady flow conditions with special reference to high pressure ratios and partial admission. Proc. Institution of Mechanical Engineers, 1967 – 70 184. 1027-1042.
47. **Whitfield, A., and Wallace, F.J.** 1973. Study of incidence loss models in radial and mixed flow turbomachinery. Conference Publication 3, 1973, 122-28 Institution of Mechanical Engineers, London.
48. **Whitfield, A., and Wallace, F.J.** 1975. Performance prediction for automotive turbocharger compressors. Proc. Institution of Mechanical Engineers, 1975, Vol 189 12/75.
49. **Futral, S.M., and Wasserbauer, C.A.,** 1965. Off-design performance prediction with experimental verification for a radial-inflow turbine. NASA TN D-2621.
50. **Rodgers, C.** 1969. Efficiency and performance characteristics of radial turbine. SAE Trans. 1969.
51. **Oh, H. C., Yoon, E. S., 1997. Chung, M.K.,** An optimum set of loss models performance prediction of centrifugal compressor. Proc Instn Mech Engrs Vol 211 Part A. 331-338.
52. **Watson, N., Janota, M.S.,** Turbocharging the internal Combustion Engine, 1982 John Wiley & Sons, New York.
53. **Augnier, R.H.,** 2000. Fluid Mechanics thermodynamics of turbomachinery. New York: ASME press, 2000.
54. **Baines, N.C.** 1998. A meanline Prediction method for radial turbine efficiency. IMechE 6th International Conference on Turbocharging and Air Management Systems, Paper Nr. C554/006/98, London, UK.
55. **Daily, J.W., Nece, R.E.,** 1960. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks. Trans. ASME. J. Basic Engng, N 82, pp 217-232, 1960.
56. **Dale, A. & Watson, N. 1986** Vaneless radial turbocharger turbine performance. ImechE Conference Transactions; "Turbochargers and Turbocharging", London pp. 65–76.
57. **Capobianco, M., Gambarotta, A. and Cipolla, G.** 1989, Influence of the pulsating flow operation on the turbine characteristics of a small internal combustion engine turbocharger; ImechE 1989, C372/019.
58. **Capobianco, M. & Gambarotta, A.** 1990 Unsteady flow performance of turbocharger radial turbines. C405/017, Proceeding of the Institute of Mechanical Engineers, Fourth International Conference, Turbocharging and Turbochargers pp. 123–132.

59. **Winterbrone, D.E.,** Alexander, G.I., Measurement of the performance of a radial inflow turbine in conditional steasy and unsteady flow, IMechE 1990, C405/015
60. **Winterbone, D. E., Nikpour, B. & Frost, H.** 1991 A contribution to the understanding of turbocharger turbine performance in pulsating flow. International Conference on Internal Combustion Research, Paper no C433/011. Inst. of Mech. Engrs. pp. 19–28.
61. **M.Capobianco, A.Gambota; 1992;** Variable geometry and waste-gated turbochargers: measurements and comparison of turbine performance; Journal of Engineering for gas turbines and power; July 1992, Vol.114
62. **Karamanis, N., Martinez-Botas, R.F. and Su, C.C.** 2001; Mixed flow turbines : inlet and exit flow under steady and pulsating conditions ; Journal of Turbomachinery ; ASME Conference April 2001, Vol. 123.
63. **Lam, J. K. W., Roberts, Q. D. H. & McDonnell, G. T.** 2002 Flow modelling of a turbocharger turbine under pulsating flow. ImechE Conference Transactions from 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 14-15 May London UK pp. 181–196.
64. **Palfreyman, D., Martinez-Botas, R. F. & Karamanis, N.** 2002 Computational and experimental investigation of the aerodynamics of turbocharger mixed-flow turbines. ImechE Conference Transactions from 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 14-15 May London UK pp. 45–59.
65. **Konigsteim, A., Hock, C., Frensh, M., Karlson, E., Larson, P.I., Westin. F.,** Comparison of advanced turbocharging technologies under steady-state and transient conditions, FISITA 2006, F2006P391.
66. **Capobianco, M. and Marelli, S.** 2006a; Unsteady flow behaviour of the turbocharging circuit in downsized SI automotive engines; FISITIA 2006; F2006P119.
67. **Capobianco, M. and Marelli, S.** 2006b; Turbocharger turbine performance under steady and unsteady flow: test bed analysis and correlation criteria; ImechE 17-18 May 2006 London.
68. **Rajoo, S. & Martinez-Botas, R.** 2007 Improving energy extraction from pulsating flow by active control of a turbocharger turbine. SAE 2007-01-1557.
69. **Galindo, J., Climent, H., Guardiola, C. and Tiseira, A.** 2009, On the Effect of Pulsating Flow on Surge Margin of Small Centrifugal Compressors for Automotive Engines, Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.07.006.
70. **Reid, C.,** 1969. The response of axial flow compressors to intake flow distortion. ASME paper 69-GT-29, 1969.
71. **SAE-16 Committee,** 1978. Gas turbine engine inlet distortion guidelines, 1978. Aerospace recommended practice N = 1420.
72. **Chue, R., Hynes, T.P., Greitzer, E.M., Tan, C.S. and Longley, J.P.,** 1986. Calculation of inlet distortion induced compressor flow field instability. International Journal of Heat and Fluid Flow, 10 (3), pp: 211-233, September 1986.
73. **Hynes, T.P., and Greitzer, E.M.,** 1987. A method for assessing effects of circumferential flow distortion on compressor stability. ASME Journal of Turbomachinery, 109 pp: 371 – 379, 1987.
74. **Williams, D.D. and Surber, L.E.,** 1993. Intake/Engine Compatibility. In Seddon, J. and Goldsmith, E.L. editors, Practical intake aerodynamic design, pp: 21-71. Blackwell scientific publications, 1993.
75. **Ariga I., Kasai N., Masuda S., Watanabe Y., Watanabe L.** "The effect of distortion on the performance characteristics of centrifugal compressor" Journal of Engineering for Power, April 1983, Vol 105 pp.223-230
76. **Kim, Y., Engeda, A., Augnier, R., Direnzi, G.,** The influence of inlet distortion on the performance of a centrifugal compressor and the development of an improved inlet using numerical simulations. IMechE 2001, Journal of Power and Energy, pp. 323-338, ISBN:0975-6509.
77. **Seume, J.,** Untersuchung des Einflusses der Verdichter-Einlaufgeometrie auf das Betriebsverhalten von Abgasturboladern, Etude FVV n° 907, 2006

78. **Seume, J.**, Untersuchung des Einflusses der Verdichter-Einlaufgeometrie auf das Betriebsverhalten von Abgasturboladern, Bericht über die Vorstudie Einlaufgeometrie (Nr. M 1502)
79. **Reichel, A., Dickmann, H-P., Kühnel, J.**, 2009. Calculation methods for the determination of blade excitation due to suction elbows in centrifugal compressors. Proceeding of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009-59178.
80. **Schulte H, Schorn N Donayre J C.** Influence of various compressor inlet designs on compressor performance. THIESEL, 7-10 september 2004, Valencia, Spain .
81. **Kyrtatos, N., Watson, N.** Applications of aerodynamically induced pre whirl to small turbocharger compressor. ASME, J.Eng. Power 102, 934–950. 1980.
82. **Galindo, J., Serrano, J.R., Margot, X., Tiseira, A., Schorn, N., and Kindl, H.** Potential of flow pre-whirl at the compressor inlet of automotive engine turbochargers to enlarge surge margin and overcome packaging limitations, International Journal of Heat and Fluid Flow, doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.06.002.
83. **Rodgers, C.** Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin, ASME paper No.90-GT-158. 1990. Vol. 113, p 696/702.
84. **Whitfield, A., Wallace, F.R., Atkey, C.** Experimental and theoretical performance of a radial flow turbocharger compressor with inlet pre-whirl. IMechE 1975, 43/75.
85. **Ishino, M., Iwakiri, Y., Bessho, A., Uchida, H.** Effects of variable inlet guide vanes on small centrifugal compressor performance. ASME Pap 1999, 99-GT-157, 2.
86. **Wimmer, R. Steindl, W.** Vortex inlet vanes. DE10250302. 19.05.2004.
87. **Barker, D. L.** A pre swirl generator a compressor and a method of imparting pre whirl to a gas flow. WO 2005/100798. 27.10.2005
88. **Fischer, F.B.** Application of map width enhancement devices to turbocharger compressor stages. SAE paper 880794, 1988
89. **Dean W. R.**, 1927. Note on the motion of fluid in curved pipe, Phil. Mag., 1927, 4, 208-227.
90. **Dean, W.R.** 1928. Fluid motion in a curved channel. Proc. R. Soc. London. A, 121, 402-420.
91. **Dean W. R.**, 1928. The streamline motion of fluid in curved pipe, Phil. Mag., 1928, 5, 673-695.
92. **Ghia, K.N., Sokhey, J.S.** 1977. Laminar incompressible viscous flow in curved ducts of regular cross-section. Trans. ASME, J. Fluid Eng., 99, 640-648.
93. **Masliyah, J.H.** 1980. On laminar flow in curved semicircular ducts. J Fluid Mech., 99, 469-479.
94. **Hille, P., Vehrenkamp, R., Schulz-Dubois, E.O.** 1985. The developpement and structure of primary and secondary flow in a curved square duct. J. Fluid Mech., 151, 219-241.
95. **Tangham, S., Hur, N.** 1990. Laminar secondary flows in curved rectangular ducts. J.Fluid Mech., 217, 421-440.
96. **Kao, H.C.** 1992. Some aspects of bifurcation structure of laminar flow in curved ducts. J.Fluid Mech. 243, 519-539.
97. **Mees, P.A.J.**, 1994, Instability and transitions of flow in a curved duct of square cross section. Thesis 1994.
98. **Humphrey, J.A.C., Whitelaw, J.H. and Yee, G.**, (1981) Turbulent flow in a square duct with strong curvature. J. Fluid Mech., vol 103
99. **Taylor, A.M.K.P., Whitelaw, J.H. and Yianneskis, M.**, (1982) Curved ducts with strong secondary motion ; velocity measurement of developing laminar and turbulent flow. ASME Journal of Fluid Engineering, vol. 104 pp. 350-359.

100. **Chang, S.M, Humphrey, J.A.C. and Modavi, A.** (1983) Turbulent flow in a strongly curved U-bend and downstream tangent of square cross-sections. *PhysicoChemical hydrodynamics*, vol. 4, No. 3, pp. 243-269.
101. **Choi, Y.D., Moon, C. and Yang, S.H.,** (1990) Measurement of turbulent flow characteristics of square duct with a 180 degree bend by hot-wire anemometer. *Proc. Of the international Symposium on Turbulence Modeling and Experiments*, Dubrovnik, pp. 429-438.
102. **Keller, M.D., Flentie, D.L., McKee, R.J.** 1980 An experimental study of the secondary flow in a curved rectangular channel. *Trans. ASME, J. Fluid Eng.*, 102, 92-96.
103. **Bottaro, A., Matsson, O.JE. Alfredsson, P.H.** 1991. Numerical and experimental results for developing curved channel flow. *Phys. Fluids A*, 3(6), 1473-1476.
104. **Bottaro, A.** 1993. on longitudinal vortices in curved channel flow. *J. Fluid Mech.*, 251, 627-660.
105. **Guo, Y., Finlay, W.H.** 1991. Splitting merging and wavelength selection of vortices in curved and/ or rotating channel flow due to Eckhaus instability. *J. Fluid Mech.*, 228, 661-691.
106. **Lyne W.H.,** « Unsteady viscous flow in a curved pipe », *J. Fluid Mech*, 45, pp 13-31, 1980.
107. **Zalosh, R.G, Nelson W.G.,** « Pulsating flow in a curved tube », *J. Fluid Mech.*, 59, pp 693-705, 1973.
108. **Bertelsen, A.F,** « An experimental investigation of low Reynolds number secondary streaming effects associated with an oscillating viscous flow in curved pipe », *J. Fluid Mech.*, 70, pp 519-527, 1975.
109. **Lin, J.Y. and Tarbell, J.M.,** (1979) An experimental and numerical study of periodic flow in a curved tube. *J.F.M*
110. **Berger, S.A., Talbot, L., Yao, L.S.,** « Flow in curved pipe », *Ann. Rev. Fluid Mech.*, 15, pp 461- 512, 1983.
111. **Squire, H.B.** (1954) Note on secondary flow in a curved circular pipe. *Aero. Res. Councc., Rep. No 16601.*
112. **Talbot, L., Wong, S.J.** 1982. A note on boundary-layer collision in a curved pipe. *J. Fluid Mech.*, 122, 505-510.
113. **Olson, D.E., Snyder, B.** 1985. The upstream scale of flow developement in curved circular pipes. *J. Fluid meh.*, 150, 139-158.
114. **Kluwick, A., Wohlfahrt, H.** 1986. Hot-wire-anemometer study of the entry flow in a curved duct. *J. Fluid mech.*, 165, 335- 353.
115. **Yang, Z.H., Keller, H.B.** 1986. Multiple laminar flows through curved pipes. *Appl. Num. M.*, 2, 257-271.
116. **Yanase, S., Goto, N., Yamamoto, K.** 1988. Stability of dual solutions of the flow in a curved circular tube. *J. Phys. Soc. Japan*, 57(8), 2602-2604.
117. **Rowe, M.** (1970) Measurements and computations of flow in pipe bends.
118. **Enayet, M.M., Gibson, A. M., Taylor, A.M.K.P. and Yianneskis, M.** (1982) Laser-Doppler measurements of laminar and turbulent flow in a pipe bend. *Int. J. Heat & Fluid Flow* 0142-727X/82/030213
119. **Azzola, J., Humphrey, J.A.C., Iacovides, H. and Launder, B.E.,** (1986) **Developping Turbulent Flow in a U bend of Circular Cross Section : Measurement and Computation**, *J.Fluid Eng.*, vol. 108, pp. 214-221.
120. **Bovendeerd P.H.M., Van Steenhoven A.A., Van De Vosse F.N., Vosser G.** « Steady entry flow in a curved pipe », *J. Fluid Mech.*, 177, pp 233-246, 1987.
121. **Wendt, G., Mickan, B., Kramer, R., Dopheide, D.,** (1996). Systematic investigation of pipe flows and installation effects using laser Doppler anemometry- Part I. Profile measurements downstream of several pipe configurations and flow conditioners. *J. Flow Meas. Intrum.*, Vol. 7, No. ¾, pp. 141-149, 1996.

122. **Wendt, G., Mickan, B., Kramer, R., Dopheide, D.,** (1996). Systematic investigation of pipe flows and installation effects using laser Doppler anemometry- Part II. The effect of disturbed flow profiles on turbine gas meters - A describing empirical model. *J. Flow Meas. Instrum.*, Vol. 7, No. 3/4, pp. 151-160, 1996.
123. **Fiedler, H. E.,** (1997) A note on secondary flow in bends and bend combinations. *J. Experiments in Fluids* 23 (1997) pp. 262-264
124. **Choi, Y.D., Kim, S.S. and Humphrey, J.A.C.** (1997) Modeling turbulent flow in a 180° bend of circular cross-section. *Transport phenomena in Thermal Science and Process Engineering*, Kyoto, Japan, pp.127-132.
125. **Brücker, Ch.** (1998). A time-recording DPIV study of the swirl switching effect in a 90° bend flow. 8th International Symposium on Flow Visualisation
126. **Müller, H., Lehmacher, T., Pape, N., Strunck, V., Dopheide, D.** (2003) 3D-Planar doppler velocimetry for pipe flows. The 49th International Instrumentation Symposium, 2003 Paper No TP03AERO021.
127. **Gun Hye Lee, Young Don Choi, Seong Ho Han.** (2007) *Journal of mechanical science and technology* vol 21, no 2 pp 348-359, 2007.
128. **Rautenberg, M., Mobarak, A., Molababic, M.,** Influence of heat transfer between turbine and compressor on the performance of small turbochargers, 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan, October 23-29, 1983, Proceedings. Volume 2 (A85-41776 20-07). Tokyo, Gas Turbine Society of Japan, 1984, p. 567-574
129. **Rautenberg, M., Kammer, N,** On the Thermodynamics of Non Adiabatic Compression and Expansion Process in Turbomachines., 1984, Proceedings of the 5th International Conference for Mechanical Power Engineering, Cairo, Egypt
130. **Chapman, K.S., Nguru, R., Schultz, J.,** Simplified Methodology to Correct Turbocharger Field Measurements for Heat Transfer and Other Effects, 2002, Topical Report, Kansas State University National Gas Machinery Lab
131. **Bohn, D., Heuer, T., Kusterer, K.,** Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger: Part I: Numerical results. 2003, ASME Conferences Paper GT2003-38445.
132. **Bohn, D., Moritz, N., Wolff, M.,** Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger: Part II- Experimental results. 2003, ASME Conference Paper GT2003-38449.
133. **Yamagata, A., Nagai, S., Nakano, K., and Kawakubo, T.,** Prediction and measurement of turbocharger compressor wheel temperature. 2006, IMechE, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, Paper 01.
134. **Shaaban, S. and Seume, J.R.,** Analysis of turbocharger non-adiabatic performance University of hannover, turbomachinery laboratory, C647/027
135. **Haegelstein, D., Beyer, B., Seume, L., Hasemann, H. et Rautenberg, M.,** 2002, Heuristical view on the non-adiabatic coupling system of combustion engine and turbocharger. IMechE, International Conference on turbocharging and turbochargers, London, UK.
136. **Cormerais, M., Hetet, J.F., Chesse, P., Maiboom, A.,** 2006, Heat transfers characterisations in a variable geometry turbocharger : Experimental and correlations. ASME Conference Paper ICES2006-1324
137. **Cormerais, M.,** Caractérisation expérimentale et modélisation des transferts thermiques au sein d'un turbocompresseur automobile. Application à la simulation du comportement transitoire d'un moteur diesel à forte puissance spécifique. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes 2007.
138. **Cormerais, M., Chesse, P., Hetet, J.F., Yammine, A.,** Experimental characterisation and modelling of turbocharger heat transfers under steady and transient conditions. The 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 2008, Paper ISROMAC12-2008-20006.
139. **Serrano, J.R., Guardiola, C., Dolz, V., Tiseira, A., Cervelló, C.** 2009 Experimental Study of the turbine Inlet Gas Temperature Influence on Turbocharger Performance. SAE 2007-01-1559

140. **Baines, N., Wygant, K.D., Dris, A.,** 2009 The analysis of heat transfer in automotive turbochargers. Proceeding of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009-59353.
141. **Bauer, W-D., Wenisch, J., Heywood, J.B.,** 1998 Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine. Int Journal Heat and Fluid Flow 19: 1-9.
142. **Depcik, C., Asanis, D.,** 2002 A Universal heat transfer correlation for intake and exhaust flows in a spark-ignition internal combustion engine. SAE paper 2002-01-0372.
143. **Romagnoli, A. & Martinez-Botas, R.** 2009 Heat transfer on a turbocharger under constant load points. Proceeding of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009-59618.
144. **Goldman, L.J.,** Laser anemometry measurement and computations in an annular cascade of high turning core turbine vanes. NASA Technical Paper 3383, july 1993.
145. **Elder.R.L, Forster. C.P, Goll.M.E,** Application of Doppler and transit Laser anemometry in small turbomachines.
146. **Chan V.S.S, Turner J.T.** Velocity measurement inside a motored internal combustion engine using three-component laser Doppler anemometry. Optics & Laser Technology 32 (2000) 557-566
147. **Cummins, H.Z., Knable, N., Yeh, Y.,** 1964, Observation of diffusion broadening of Rayleigh scattered light. Phys Rev Lett 12: 150-153.
148. **Yeh, Y., Cummins, H.Z.,** 1964, localized fluid flow measurements with an He-Ne laser spectrometer. Appl Phys Lett 4: 176-179.
149. **R. J. Goldstein.,** 1996. Fluid mechanics measurements, 2nd edition, Chap 4, pp. 175-205, Taylor & Francis 1996.
150. **Dantec Dynamics,** <http://www.dantecdynamics.com>
151. **Otavy, X., Trébinjac, I., Vouillarmet, A., Arnaud, D.,** Laser measurement in high speed compressor fo rotor-stator interaction analysis. Journal of Thermal Science 2003 Vol 12, No. 4.
152. **Melling, A., Whitelaw. J.H.,** Seeding of gaz flows for Laser Anemometry., DISA, 15-October 1973.
153. **Boutier, A.** 1990. VKI lecture series on "Measurement techniques for hypersonic flows", Rhode St Genèse, Belgique, 28 mai-1er juin 1990.
154. **Chan CK, Annand WJD, Turner JT.,** Measurement of velocity levels in a motored model of an internal combustion engine. First International Conference on Laser Anemometry – Advanced and Applications, Manchester, England 1985.
155. **Tomasoni F., van Parys H., Planquart P., Hubin A., Riethmuller M.,** 2008. Caractérisation d'une couche limite diphasique au moyen de LDV. Congrès francophone de technique Laser, CFTL 16-19 Septembre 2008.
156. **Oesterlé,** 2006. Ecoulements multiphasiques, LAVOISIER, 2006.
157. **Lemoine, F., Wolff, W., Lebouche, M.,** Simultaneous concentration and velocity measurement using combined laser-induced fluorescence and laser Doppler velocimetry: application to turbulent transport. Experiments In Fluids 20 (1996) 319-327, Springer-Verlag 1996.
158. **Voisine, M., Thomas, L., Borée, J. et Rey, P.,** 2008. Etude par PIV de la structuration tridimensionnelle moyenne et des fluctuations cycle à cycle d'une aérodynamique interne moteur de type rouleau. Congrès francophone de technique Laser, CFTL 16-19 Septembre 2008.
159. **Zaidi, S.H., Elder, R.L,** Study of hot flow through turbines using laser anemometry
160. **Zaidi, S.H., Elder, R.L.,** Flow studies using laser anemometry technique in a small power unit radial turbine, International journal of rotating machinery, 1997, Vol. 3, No.2, pp. 107-115.
161. **Trébinjac, I.,** 2003, La mesure aérodynamique en turbomachine, Cours LMFA ECL.

162. **Boutier, A.**, 2007, l'ensemencement en vélocimétrie laser. AFVL - École d'automne : Vélocimétrie et granulométrie laser – 16 au 21 septembre 2007
163. **Maxwell, B.R.**, Tracer particle flow in a compressor rotor passage with application to LDV. AIAA Journal Vol. 13, No. 9, Septembre 1975, pp. 1141-1142
164. **Zhang, Zh.**, Dual-Measurement-Method and its extension for accurately resolving the secondary flows in LDA applications, Flow Measurement and Instrumentation 16 (2005) 57-62
165. **Raffel, M., Willert, C., Wereley, S., Kompenhans, J.**, Particle image velocimetry. A practical guide Springer 2007.
166. **Hager, J.M., Onishi, S., Langley, L.W., Diller, T.E.**, 1989. Heat Flux Microsensors. Ed. By R.K. Shah, American Society of Mechanical Engineers, pp. 1-8, 1989.
167. **Diller, T.E.**, 1999. The Measurement Instrumentation and Sensors Handbook. Heat Flux, in Webster J.G. (ed.), Boca Raton: CRC Press Taylor Francis, 34: 1-15, 1999.
168. **Oh, S.H., Lee, K.C., Chun, J., Kim, M. and Lee, S.S.** 2001. Micro Heat flux sensor using copper electroplating in SU-8 microstructures. Micromech. Microeng. 11, PP. 221-225, 2001.
169. **Pajani, D.**, 2008. Thermographie, Principes et mesure R 2 740. Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle.
170. **Rodgers, C.**, 1964. Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors. Trans ASME, Journal Engng Power, 1964, pp: 161-175.
171. **Steinke, R, J, and J.E. Crouse.**, 1976. Preliminary analysis of the effectiveness of variable geometry guide vanes to control rotor-inlet flow conditions. Ohio, USA: Lewis Research Center, 1967.
172. **Sylvania Heaters**, Flanged inline system <http://www.sylvaniaheaters.com>
173. **Sensortronics**: Pressure sensor, <http://www.sensortronics.com>
174. **Endress + Hauser**, Proline t-mass 65, <http://www.endress.com/worldwide>
175. **BAMO**, Catalogue 09, 2006, BAMO Mesures.
176. **Cotronics Corp.**, "High Temperature materials and adhesives for electrical, structural and industrial applications", <http://www.cotronics.com>
177. **ACAM mess Electronics**, "PICOTURN-BM controller & PICOTURN-SM sensors", <http://www.acam.de>
178. **Mohtar, H.**, 2010. Elargissement de la plage de fonctionnement d'un compresseur centrifuge de suralimentation automobile. Thèse de Doctorat, Ecole Centrale de Nantes 2010.
179. **Körfer, TH., Kinoo, B., Wedowski, S., Aymanns, R., Scharf, J., 2009.** Challenges in the air management of small, downsized engines in the trade-off between attractive driving performance, stringent emission standards and increased CO₂ demands. ATK 2009.
180. **LAVISION.**, <http://www.LAVISION.de>
181. **Van Doorn M.**, On Taylor's hypothesis in turbulent shear flows. Internal note 811123, University of Missouri-Rolla, 1981.
182. **Host-Madsen A., Caspersen C.** (1994), The limitations in high frequency turbulence spectrum estimation using the laser Doppler anemometer., Seventh International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon.
183. **Chassaing P.**, Turbulence en mécanique des fluides, CEPADUES-EDITIONS, Toulouse-France, 2000.

184. **Batchelor G.K.**, The Theory of Homogeneous Turbulence, Cambridge University Press, 1953.
185. **Townsend A.A.**, The structure of turbulent shear flows, 2nd edition, Cambridge University Press, Cambridge, 1976.
186. **Tennekes H.**, Turbulence : diffusion, statistics, special dynamics. In Handbook of Turbulence. (Edited by W. Frost and T.M. Molden), Vol. 1, Chap. 5, Plenum Press, New York, 1977.
187. **Heskestad G. (1965)**, A generalized Taylor hypopthesis with application for high Reynolds number turbulent shear flows., Trans. ASME, J. Appl. Mech., 32, p. 735.
188. **Hinze J.O.**, Turbulence, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, 1975.
189. **Tennekes H., Lumley J.L.**, A first course in turbulence. The MIT Press, 1972.
190. **FLIR.**, FLIR SC-Series Infrared Cameras, <http://www.flir.com>.
191. **Khaled, M.**, 2009. Etude expérimentale des phénomènes aérothermiques dans le compartiment moteur d'un véhicule automobile, Thèse Université de Nantes, 2009.
192. **Khaled, M., Garnier, V., Harambat, F. and H. Peerhossaini**, 2010. A New Method for Simultaneous Measurement of Convective and Radiative Heat Flux in Car Underhood Applications, Measurement Science and Technology Journal 21 (2010) 025903.
193. **Kim, K.C., and Adrian, R.J.**, 1999. Very large-scale motion in the outer layer, Phys. Fluids 11 (1999), pp. 417-422.
194. **Lesieur, M., Begou, P., Briand, E., Danet, A., Delcayre, F and Aider, J.L.** 2003. Coherent-vortex dynamics in large-eddy simulations of turbulence, J. Turbulence 4 (2003), pp. 1-24.
195. **Boudfar, M., Ammar, A., Guilain, S., Lahjaily, H., Toussaint, M., Descombes, G.**, 2008. Experimental study of the compressor surge of a Diesel high performance engine. THIESEL 2008 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.
196. **Boudfar, M., Toussaint, M., Podevin, P., Descombes, G.**, 2007. Influence of the circuit on the surge characteristics of centrifugal compressors. International Congress Automotive, Environment and Farm Machinery AMMA 2007.
197. **Eynon, P. A., Whitfield, A., Firth, M. R., and parkes, A. J.**, 1996. Study flow characteristics inducer bleed slot centrifugal compressor. ASME International gas turbine annual aero engine, no. 96-GT-262 (1996)
198. **McKee, R.J. and Edlund, C.E.**, 2002. Method and apparatus for detecting the occurrence of surge in a centrifugal compressor. United States, Patent application publication, Pub. No.: US 2003/0161715 A1, Aug. 28, 2003.
199. **Duchene, C., Peerhossaini, H., Michard, P.J.**, 1995, "On the velocity-field and tracer patterns in a twisted duct flow" Physics of Fluids, 7 , pp. 1307-1317
200. **Naphon, P., and Wongwises, S.**, 2006, "A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes," Renew. Sustain. Energy Rev., 10, pp. 463-490.
201. **Mokrani, A., Castelain, C., and Peerhossaini, H.**, 1997, "The effects of chaotic advection on heat transfer," Int. J. Heat Mass Transfer, 40, pp. 3089-3104.
202. **Raithby, G.D., and Terry Hollands, K.G.**, « Natural convection », Heat and mass transfer Handbook – Convective heat transfer.
203. **Suryanarayana, N.V.** « Forced convection – External Flows », Heat and mass transfer Handbook – Convective heat transfer.
204. **Incropera, F.P.**, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley and Sons Inc. 1990.
205. **Bardon, J.P.**, « Transferts thermiques par conduction et rayonnement », Comité français d'électrothermie.

206. **Lars-Uno Axelsson, William K. George**, “*Spectral analysis of the flow in an intermediate turbine duct*”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air; June 9-13, 2008, Berlin, Germany; GT2008-51340

Etude aérodynamique et thermique d'un turbocompresseur de suralimentation automobile.

Mesures locales et globales.

Ce travail s'inscrit dans le cadre du projet PREDIT DIAMS (Diagnostic Avancé de la Modélisation de Suralimentation) qui associe plusieurs acteurs industriels (PSA Peugeot Citroën, Renault, et BorgWarner Turbo & Emission System) et académiques (Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Nantes, Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique de L'Ecole Centrale de Lyon et le Laboratoire de Turbomachine du Conservatoire National des Arts et des Métiers de Paris). Dans la perspective de plusieurs objectifs industriels concernant la compréhension des effets aérodynamiques et thermiques sur le système de suralimentation, et après une étude bibliographique détaillée deux axes sont dégagés : l'étude et la compréhension de l'effet des différentes géométries de la boucle d'air sur le fonctionnement du compresseur et l'influence des transferts thermiques sur le fonctionnement du compresseur et de la turbine.

La première partie est justifiée par la limitation spatiale dans la zone du sous capot imposant l'utilisation de connections courbés en entrée turbocompresseur et générant ainsi un flux non-uniforme en entrée des roues du compresseur. Dans cette partie une double analyse de mesures globales (à partir des champs de fonctionnement du compresseur) et locales (profils d'écoulement à l'aide des mesures LDA) permet d'expliquer les différentes influences et par la suite d'identifier les paramètres responsables.

La problématique de la deuxième partie réside par la non prise en compte des transferts thermiques dans les calculs de simulation moteur. Ces transferts se font généralement entre d'une part la turbine et le corps central, l'huile de lubrification et le compresseur et d'autre part avec tout l'environnement sous-capot. Dans cette partie une double analyse expérimentale basée sur des mesures globales et locales a été couplée à une modélisation semi-analytique. Cette méthodologie permet d'expliquer l'effet des transferts thermiques sur le comportement de la turbomachine.

Mots-clés : turbocompresseur, suralimentation, banc d'essai turbocompresseur, boucle d'air, influence de l'aérodynamique, interaction compresseur, transferts thermiques.

Aerodynamic and thermal study of an automotive turbocharger. Local and global measures.

This work is a part of a PREDIT project entitled DIAMS (Advanced Modeling Diagnostic of Turbocharging) which associates different industrial actors (PSA Peugeot Citroën, Renault, and BorgWarner Turbo & Emission System) and academics (Laboratory of Fluid Mechanics at the Ecole Centrale de Nantes, Laboratory of Fluid Mechanics and Acoustics at the Ecole Centrale de Lyon and the Laboratory of Turbomachine of the Conservatoire National des Arts et des Métiers de Paris). In the context of several industrial targets regarding the understanding of aerodynamic and thermal effects on the turbocharging systems, and after a detailed literature review, two thematic are identified: the study and understanding of the effect of different geometries of the air loop on the compressor operation and the influence of heat transfer on the operation of the compressor and turbine.

The first part is justified by the limited space in the under hood area requiring the use of curved input connections at the compressor inlet generating a non-uniform flow at the inlet of the compressor wheel. In this part, a double analysis of global measurement (relying on compressor performance map) and local measurement (relying on flow characteristics using LDA measurements) can explain the different influences and identify the responsible parameters.

The second part of the problem lies in not taking into account the heat transfer calculations during engine simulation. Such transfers happen usually between the turbine, the main body, the lubricating oil and the compressor in addition to the transfers to the under-hood environment. In this part, two experimental analyses based on global and local measurements have been coupled to a semi-analytical modeling. This methodology helps to explain the effect of heat transfer on the turbocharger performance.

Keywords: turbocharger, supercharging, turbocharger test bench, air loop, aerodynamic effect, compressor interaction, heat transfer.